

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Mechanický zdvihací sloup transportního křesla

Mechanical Lifting Pillar of a Transport Chair

Student:

Bc. Martin Šprla

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Šprla**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Mechanický zdvihací sloup transportního křesla**  
**Mechanical Lifting Pillar of a Transport Chair**

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je navrhnout a zkonstruovat vhodný způsob zvedání a spouštění transportního křesla z produkce firmy BorCAD s.r.o., Fryčovice, která je zadavatelem úkolu. Výsledná konstrukce musí umožňovat plynulé zvedání a spouštění s respektováním různého zatížení rozdílnou hmotností pacientů. Další podmínkou je dlouholetý bezporuchový provoz s minimalizací servisních zásahů.

1. Proveďte úvodní rešerši možných způsobů zdvihání a spouštění transportního křesla.
2. Navrhněte variantní řešení mechanismu zvedání a spouštění křesla.
3. Pro zvolený typ zhotovte sestavný montážní výkres a detailní výrobní výkresy podle určení vedoucího diplomové práce.
4. Proveďte potřebné pevnostní a životnostní výpočty.

Práci zpracujte v rozsahu cca 60 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987  
BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1. a 2.* SNTL Praha, 1990  
NĚMEC, J. A KOL.: *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. SNTL Praha, 1989.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.  
FARANA, R. aj.: *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 116 s. ISBN 80-248-0557-X.

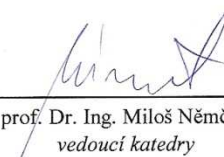
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce, a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....

Bc. Martin Šprla

Martin Šprla, SNP 972, 73911 Frýdlant nad Ostravicí

## Anotace diplomové práce

Šprla, M.: *Mechanický zdvihací sloup transportního křesla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 67 s., Vedoucí práce: Foltá, Z.

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce, návrhovými a kontrolními pevnostními výpočty mechanického zdvihacího sloupu transportního křesla. V úvodu jsou zhodnoceny možné varianty principiálního řešení. Nejvhodnější varianta je dále v práci řešena z hlediska funkčních a pevnostních výpočtů. Z předpokládaného provozního zatížení jsou nadimenzovány nosné prvky použitých funkčních mechanismů a dále je provedena optimalizace mechanismu k dosažení bezpečné rychlosti klesání při všech provozních stavech. Při návrhu je zohledněna maximální konstrukční jednoduchost zařízení, nízké výrobní náklady, nízká hmotnost, jednoduchá montáž a údržba a čistý vnější design. Pro návrh a kontrolu některých součástí je využit také výpočet metodou konečných prvků.

## Annotation des Diplomarbeit

Šprla, M.: *Mechanische hebe Pfailer den Transportarmsessel: die Diplomarbeit*. Ostrava: Katheder des Maschinen Teiles und Mechanismus, Maschinenfakultät VŠB-Technische Univerzität, 2010, 67 s., Der Leiter: Foltá, Z.

Die Diplomarbeit betreibt sich mit Vorschlag den Konstruktion, entwursften und kontrollen Fästigkeitsmäßig Berechnungen den Mechanischen hebe Pfailer den Transportarmsessel. In Einleitung sind ausgewertet mögliche Varianten den PrinzipiLösung. Der passendste Variante ist weiter in Arbeit aus der Sicht funktionelle und festigkeitsmäßige Berechnungen beilegen. In Einleitung sind ausgewertet möglich Varianten PrinzipiLösung. Der passendste Variante ist weiter in Arbeit aus der Sicht funktionell und festigkeitsmäßig Berechnungen beilegen. Aus vorausgesetzt Betriebslast sind die Tragmittel den angewendeten funktionellen Mechanismus dimensioniert und weiter ist die Optimisierung den Mechanismus zu fassen sicheren Gänge Absenken bei alle Gebrauchszustand vorgenommen. Bei Entwurfs ist maximal konstruktiv Einfachheit den Ausstatten berücksichtigt , niedrigen Herstellungskosten, das niedrige Gewicht, einfache Montage und Instandhaltung und sauberen äußerlichen Design. Für Vorschlag und Kontrolle einige Teile ist auch die Berechnungen den Methode entgültigen Elementen ausgewertet.

## Obsah diplomové práce

	strana
Seznam použitého značení .....	8
Úvod .....	11
1. Konstrukční návrh.....	16
1.1 Konstrukční řešení č. 1 .....	17
1.2 Konstrukční řešení č. 2 .....	19
2. Návrh převodového systému .....	23
2.1 Určení základních rozměrů soukolí a sil v převodovém systému .....	23
2.2 Pevnostní kontrola navrženého ozubení .....	25
3. Návrh odstředivé brzdy .....	28
3.1 Určení charakteristiky odstředivé brzdy .....	29
3.2 Určení průběhu rychlosti klesání brzděného pístu .....	31
3.3 Pevnostní kontrola brzdy .....	35
4. Výpočet nosných prvků převodového systému .....	38
4.1 Výpočet pevné osy .....	38
4.2 Návrh vstupního hřídele hřídele .....	42
4.3 Návrh pružného uložení ozubeného hřebene .....	47
4.4 Návrh mechanismu rohatky.....	54
4.5 Návrh upevnění ovládací páky .....	56
5. Kontrola navržené konstrukce metodou konečných prvků .....	59
5.1 MKP analýza rámu zařízení .....	59
5.2 MKP analýza pláště sloupu a výsuvného pístu .....	61
6. Závěr .....	64
7. Seznam použitých pramenů .....	65
8. Seznam příloh .....	67

## Seznam použitého značení

Pro rozlišení shodných parametrů ozubení jednotlivých kol jsou v práci použity u těchto veličin indexy  $1, 2, \dots, 5$  pro jednotlivá ozubená kola a  $HR$  pro hřebenovou tyč, viz OBR. 2.1. V přehledu uvádím tyto veličiny pouze obecně s indexem  $i$ .

$a$	(mm) charakter. rozměr brzdy		pružiny
$a_1$	(mm) osová vzdálenost č.1	$p_B$	(MPa) tlak v brzdovém obložení
$a_2$	(mm) osová vzdálenost č.2	$p_C$	(MPa) tlak v ložisku C
$a_p$	( $m \cdot s^{-2}$ ) okamžité zrychlení pístu	$p_{\check{C}}$	(MPa) tlak v ložisku čepu čelisti
$a_P$	(mm) charakter. rozměr páky	$p_D$	(MPa) tlak v ložisku D
$b$	(mm) charakter. rozměr brzdy	$p_{DB}$	(MPa) dov. tlak v brzd. obložení
$b_i$	(mm) šířka ozubení kola	$p_{DL}$	(MPa) dovolený tlak v ložiscích
$b_P$	(mm) charakter. rozměr páky	$p_P$	(MPa) tlak ve svěrném spoji páky
$c$	(mm) charakter. rozměr brzdy	$p_{Z3}$	(MPa) tlak v drážkování kola 3
$c_P$	(mm) charakter. rozměr páky	$p_{Z4}$	(MPa) tlak v drážkování kola 4
$d_{ai}$	(mm) halový průměr kola	$r$	(mm) poloměr těžiště závaží
$d_d$	(mm) průměr drátu pružiny	$s$	(mm) dráha klesání pístu
$d_i$	(mm) roztečný průměr kola	$s_{Fi}$	(-) bezpečnost v ohybu zubů
$f$	(-) souč. tření obložení brzdy	$s_{Hi}$	(-) bezpečnost v dotyku zubů
$f_P$	(-) souč. tření svěrného spoje	$v$	( $m \cdot s^{-1}$ ) rychlost klesání pístu
$f_{P'}$	(-) souč. tření válcové plochy	$v_{Max}$	( $m \cdot s^{-1}$ ) maximální dosažená rychlost klesání pístu
$g$	( $m \cdot s^{-2}$ ) gravitační zrychlení		
$h$	(mm) zdvih pístu	$x_i$	(-) jednotková korekce kola
$i$	(-) počet čelistí brzdy	$y_1$	(mm) průhyb v místě $X_1$
$k$	( $N \cdot m^{-1}$ ) tuhost pružiny	$y_2$	(mm) průhyb v místě $X_2$
$k_M$	(-) bezpečnost přenosu momentu pákou	$z_i$	(-) počet zubů kola
$k_{tH}$	(-) žádaná bezpečnost hřídele k mezi kluzu	$A_{Max}$	(mm) max. šířka sloupu
$k_{sH}$	(-) statická bezp. hřídele	$B$	(mm) činná délka páky
$l_P$	(mm) délka svěrného spoje páky	$B_{Max}$	(mm) celková max. délka páky
$l_0$	(mm) volná délka pružiny	$D_{a1}$	(mm) velký průměr drážkování
$l_g$	(mm) mezní délka pružiny	$D_{a2}$	(mm) malý průměr drážkování
$m_i$	(mm) modul ozubení kola	$D_{\check{C}}$	(mm) průměr čepu čelisti
$m_P$	(kg) hmotnost pístu se zátěží	$D_{\check{C}Z1}$	(mm) průměr čepu západky 1
$m_{Red}$	(kg) redukováná hmotnost	$D_{\check{C}Z2}$	(mm) průměr čepu západky 2
$m_Z$	(kg) hmotnost závaží brzdy	$D_H$	(mm) nosný průměr hřídele
$n_{\check{C}}$	(-) počet činných závitů pružiny	$D_{LC}$	(mm) průměr ložiska C
$n_Z$	(-) celkový počet závitů	$D_{LD}$	(mm) průměr ložiska D
		$D_O$	(mm) nosný průměr osy
		$D_P$	(mm) průměr svěrného spoje páky



$D_R$	(mm)	průměr rohatky			moment na ose
$D_s$	(mm)	střední průměr pružiny	$M_I$	(N·m)	krouticí moment kol 1,2
$D_S$	(mm)	střední průměr drážkování	$M_{II}$	(N·m)	krouticí moment na hřídeli
$F_8$	(N)	maximální síla pružiny	$M_{IIZ}$	(N·m)	krouticí moment $M_{II}$ při zastavení klesání
$F_C$	(N)	odstředivá síla brzdy	$M_Q$	(N·m)	max. momentová zátěž
$F_D$	(N)	direkční síla pružiny	$N_P$	(N)	normálová síla svěrného spoje
$F_{D'}$	(N)	přírůstek síly pružiny	$N_S$	(-)	skut. počet stlačení/zdvih
$F_N$	(N)	normálová síla brzdy	$N_{SMax}$	(-)	max. počet stlačení/zdvih
$F_O$	(N)	osová síla ve šroubu	$Q$	(N)	osová zátěž sloupu
$F_P$	(N)	ovládací síla na páce	$Q_{Max}$	(N)	max. osová zátěž sloupu
$F_{ri}$	(N)	radiální síla kola	$Q_{Min}$	(N)	min. osová zátěž sloupu
$F_{Red}$	(N)	redukovaný silový účinek	$R$	(mm)	poloměr bubnu brzdy
$F_{ti}$	(N)	obvodová síla kola	$R_A$	(N)	reakce A rámu
$F_T$	(N)	třecí síla brzdy	$R_{Axz}$	(N)	x složka reakce $R_A$
$F_{Z1}$	(N)	síla zatěžující západku 1	$R_{Ayz}$	(N)	y složka reakce $R_A$
$F_{Z2}$	(N)	síla zatěžující západku 2	$R_B$	(N)	reakce B rámu
$F_{Z3}$	(N)	síla působící na jeden zub drážkování kola 3	$R_{Bxz}$	(N)	x složka reakce $R_B$
$F_{Z4}$	(N)	síla působící na jeden zub drážkování kola 4	$R_{Byz}$	(N)	y složka reakce $R_B$
$G$	(MPa)	modul pružnosti ve smyku	$R_C$	(N)	reakce C rámu
$H$	(mm)	zástavbová výška	$R_{Cxz}$	(N)	x složka reakce $R_C$
$J_I$	(kg·m <sup>2</sup> )	setrvačný moment kola 1,2	$R_{Cyz}$	(N)	y složka reakce $R_C$
$J_{II}$	(kg·m <sup>2</sup> )	setrvačný moment hřídele a kol 3,4	$R_D$	(N)	reakce D rámu
$J_{III}$	(kg·m <sup>2</sup> )	setrvačný moment brzdy	$R_{Dxz}$	(N)	x složka reakce $R_D$
$K$	(-)	konstanta zjednodušující zápis pohybové rovnice pístu	$R_{Dyz}$	(N)	y složka reakce $R_D$
$K_P$	(-)	korekční souč. napětí v krutu pružiny	$R_{\zeta}$	(N)	síla zatěžující čep čelisti
$L_{\zeta}$	(mm)	délka čepu čelisti	$R_{eH}$	(MPa)	mez kluzu hřídele
$L_{\zeta Z1}$	(mm)	délka čepu západky 1	$R_{eS}$	(MPa)	mez kluzu šroubu
$L_{\zeta Z2}$	(mm)	délka čepu západky 2	$R_x$	(N)	x složka síly $R_{\zeta}$
$L_{LC}$	(mm)	délka ložiska C	$R_y$	(N)	y složka síly $R_{\zeta}$
$L_{LD}$	(mm)	délka ložiska D	$S_{\xi}$	(mm <sup>2</sup> )	průřez jádra šroubu
$L_{LK1}$	(mm)	délka ložiska kola 1	$T$	(-)	těžiště závaží brzdy
$L_{LK5}$	(mm)	délka ložiska kola 5	$V_{Min}$	(mm)	min. vůle při stlačení pružiny
$M_B$	(N·m)	brzdný moment brzdy	$X_1$	(-)	bod průhybu 1
$M_{OMax}$	(N·m)	max. ohybový	$X_2$	(-)	bod průhybu 2
			$Z$	(-)	počet zubů drážkování
			$\alpha_{Wi}$	(°)	čelní úhel záběru kola
			$\eta_1$	(-)	účinnost 1. části systému
			$\eta_2$	(-)	účinnost 2. části systém

$\sigma_{Dš}$ (MPa)	dovolené napětí v tahu šroubu	$\tau_{KH}$ (MPa)	smykové napětí hřídele
$\sigma_{DOč}$ (MPa)	dovolené napětí v ohybu čepu čelisti	$\tau_{KHD}$ (MPa)	smluvní mez kluzu hřídele
$\sigma_{DOO}$ (MPa)	dovolené napětí v ohybu osy	$\tau_{Sč}$ (MPa)	smyk. napětí čepu čelisti
$\sigma_{DOZ}$ (MPa)	dovolené napětí v ohybu pro čepy západek	$\tau_{DSč}$ (MPa)	dovolené smykové napětí čepu čelisti
$\sigma_{Oč}$ (MPa)	napětí v ohybu čepu čelisti	$\varphi$ (°)	úhel stlačení páky
$\sigma_{OO}$ (MPa)	napětí v ohybu osy	$\varphi_1$ (°)	úhel nadzdvihnutí páky
$\sigma_{OZ1}$ (MPa)	napětí v ohybu čepu západky 1	$\varphi_{K1}$ (°)	úhel naklopení osy pod kolem 1
$\sigma_{OZ2}$ (MPa)	napětí v ohybu čepu západky 2	$\varphi_{K3}$ (°)	úhel naklopení hřídele pod kolem 3
$\sigma_{pt}$ (MPa)	pevnost v tahu drátu pružiny	$\omega_I$ (rad·s <sup>-1</sup> )	úhlová rychlost kola 1,2
$\sigma_{RedH}$ (MPa)	redukované napětí hřídele	$\omega_{II}$ (rad·s <sup>-1</sup> )	úhlová rychlost hřídele
$\tau_{Dd}$ (MPa)	dovolené smykové napětí pružiny	$\omega_{III}$ (rad·s <sup>-1</sup> )	úhlová rychlost brzdy
		$\Delta$ (mm)	celkové stlačení pružiny
		$\Delta'$ (mm)	přírůstek stlačení pružiny
		$\Delta_0$ (mm)	klidové stlačení pružiny

## Úvod

Účelem této diplomové práce je navrhnout vhodný mechanismus zvedání a spouštění hlavního sedáku transportního křesla, používaného ve zdravotnictví (léčebny s pacienty s omezenou hybností, domovy důchodců, apod.). Jedná se o zařízení umožňující měnit výšku sedáku v řádu cm, a to nezávisle na vnějším zdroji energie. Zařízení musí umožňovat zvednutí pacienta běžné hmotnosti pouze silou obsluhy, zároveň musí být také schopno s pacientem plynule klesat, nebo setrvat v aktuální dosažené poloze.

K podobným účelům se v oblasti medicínské transportní techniky v současnosti používají různá konstrukční řešení a to v závislosti na konkrétním typu zařízení, žádaných provozních vlastnostech, velikosti zástavbového prostoru, nároků na moderní vzhled, údržbu či jednoduchost obsluhy. Obecně lze říci, že k vyvození „zdvihacího“, nejčastěji přímočarého, pohybu, resp. k zajištění plynulého klesání, lze u takovýchto mobilních zařízení bez možnosti napojení na externí zdroje energie, použít tři základní funkční principy – mechanický, pneumatický a hydraulický.

Prvním principem řešení je čistě mechanické provedení. Zde se bude jednat o využití převodů ozubenými koly a případně hřebenové tyče, převádějící rotační pohyb konaný pákou a dílčími převody na přímočarý pohyb zdvihacího pístu. Pro zvedání ložné plochy větších rozměrů lze s ohledem na zvýšení stranové stability použít nůžkový mechanismus (viz Obr. 1) v kombinaci s jinými převody. Takovéto mechanické principy řešení jsou ale vhodné spíše jen pro fázi zvedání, pro plynulé spouštění ložné plochy zpět do nejnižší polohy u nich nastává problém s regulací rychlosti klesání na úroveň dostačující pro bezrázový chod (při zastavení v průběhu klesání nebo při dojezdu do dolní polohy). Pro případ mechanického řešení spouštění ložné plochy se nabízí použití různých typů mechanických brzd, jejichž účinek musí být pro splnění požadavků kladených na většinu takovýchto systémů úměrný nejlépe rychlosti klesání (dané aktuálním zatížením – tíhou pacienta), nebo přímo velikosti aktuální zátěže. Hlavním problémem mechanického řešení spouštění pomocí brzdy spočívá ve využití smykového tření, jehož stěžejní parametr – koeficient smykového tření, se může v reálném zařízení oproti teoretickému návrhu značně lišit, nebo může dojít k jeho postupné změně za provozu zařízení (např. vlivem znečištění třecích ploch brzdy...), a tím může dojít k omezení funkčnosti takového mechanismu.

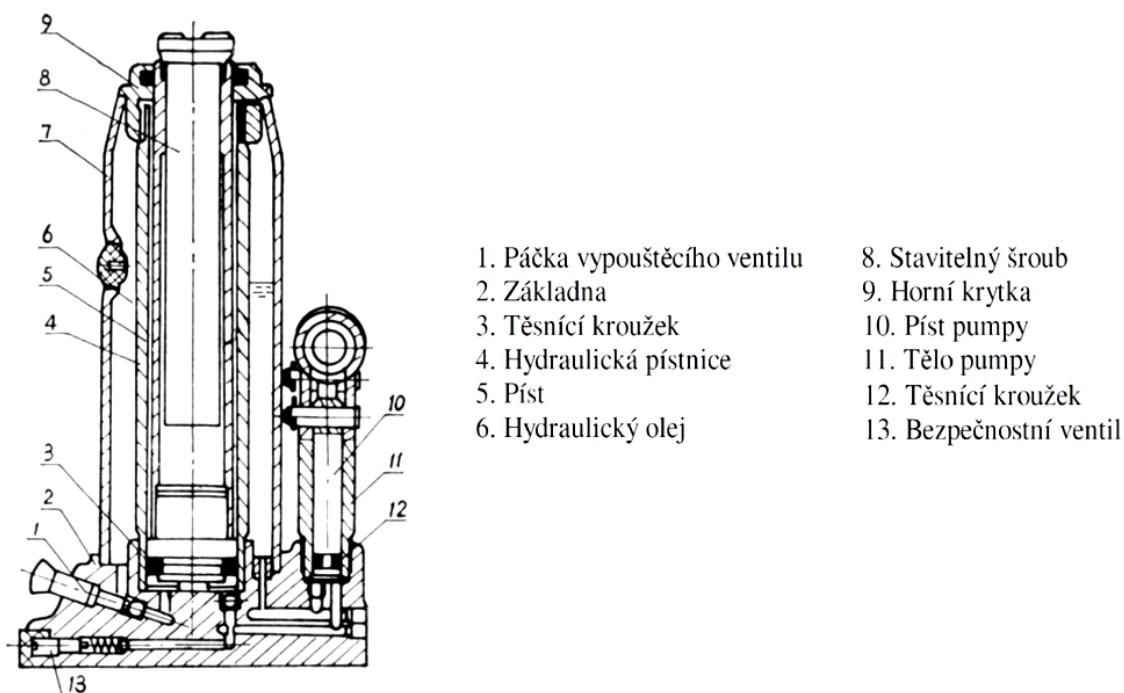
Alternativou pro mechanický způsob spouštění pomocí brzdy může být využití pneumatického tlumiče, který při spouštění vytváří odporovou sílu, výrazně snižující rychlost pohybu. Zároveň může být konstrukce tlumiče uzpůsobena k napomáhání při zvedání (funkce tlačné pružiny). Řešení zvedání je v tomto případě kombinováno s jinými prvky, např. s mechanickým převodem. Značnou výhodou u pneumatického principu řešení je možnost využít výrazné stlačitelnosti použitého média k utlumení rázů při přerušení klesání či dojetí na dno zdvihu. Naopak nedostatkem může být vyšší

nárok na těsnost takového systému a z něj plynoucí požadavky na přesnost výroby a kvalitu opracování povrchu funkčních částí pneumatického systému.



OBR. 1 – UKÁZKA POUŽITÍ NŮŽKOVÉHO MECHANISMU ZVEDÁNÍ

Třetím základním principem fungování je použití jednoduchého hydraulického okruhu. Tento způsob řešení lze velmi vhodně použít jak pro fázi zvedání, tak pro spouštění. Při zvedání je hydraulická kapalina tlačena pístem přes jednosměrný ventil do hlavní komory, čímž dochází k vysouvání pístu. Spouštění se děje v důsledku otevření zpětného ventilu a následného přepouštění kapaliny zpět do nádržky, jedná se tedy v podstatě o klasický hydraulický zvedák (viz OBR. 2). Hydraulický systém je z uvedených variant konstrukčně poměrně jednoduchý, jsou zde však, podobně jako u systému pneumatického, zvýšené nároky na přesnost výroby a kvalitu opracování těsnících částí.



OBR. 2 – PRINCIP HYDRAULICKÉHO ZVEDÁNÍ/SPOUŠTĚNÍ

Tyto tři základní principy je samozřejmě možné v některých zařízeních pro jejich specifické vlastnosti (pneumatika – tlumení rázů, hydraulika – jednoduchá konstrukce a klidný chod, ...) vhodně kombinovat a dosáhnout tak optimálních provozních vlastností celé konstrukce. Z hlediska prostorového řešení polohovaného zařízení lze volit použití buď jednoho centrálního zdvihacího sloupu (u zařízení s malým zástavbovým půdorysem -transportní křesla – viz OBR. 3) nebo dvou, případně tří sloupů zajišťujících stabilnější upevnění ložné plochy větších rozměrů (transportní lůžka – viz OBR. 4). Toto provedení zároveň umožní i naklápění ložné plochy. Alternativním řešením více teleskopických sloupů je použití nůžkového mechanismu s dalším, např. mechanickým či hydraulickým pohonem. Často se také využívá mechanismus s paralelogramem (viz OBR. 5), který ložnou plochu nezvedá přímočaře, ale po obloukové trajektorii. Tento způsob je často používán spíše v kombinaci s elektrickým pohonem u stacionárních křesel – typicky např. stomatologická křesla.



OBR. 3 – UKÁZKA POUŽITÍ JEDNOHO CENTRÁLNÍHO SLOUPU



OBR. 4 – UKÁZKA POUŽITÍ DVOU TELESKOPICKÝCH SLOUPŮ



OBR. 5 – UKÁZKA POUŽITÍ MECHANISMU S PARALELOGRAMEM

Z uvedeného krátkého přehledu možných řešení se tedy jednoznačně jako nejjednodušší řešení zadaného problému jeví použití jednoduchého hydraulického okruhu, který by spolehlivě zajišťoval plnění všech požadovaných funkcí zařízení. Ze strany zadavatele diplomové práce, kterým je společnost *BorCAD s.r.o.*, však byl stanoven požadavek na vyřešení celého systému s využitím pouze čistě mechanických součástí.

Cílem této práce tedy je:

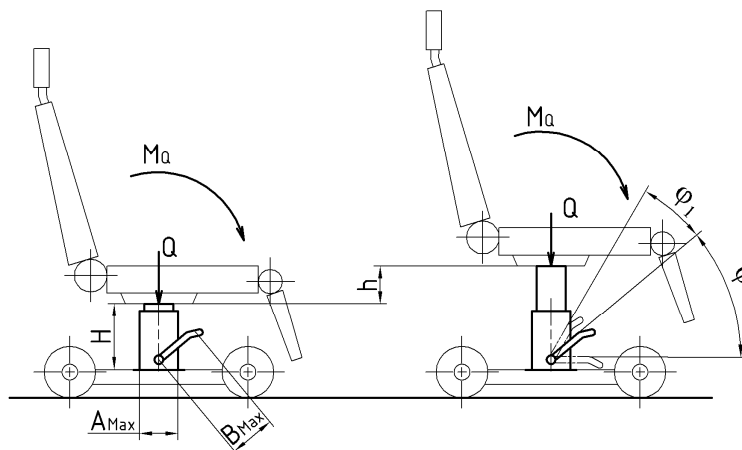
- provést rešerši možných způsobů řešení zadaného problému
- navrhnout dvě alternativní konstrukční řešení s dodržением následujících podmínek:
  - ovládání celého zařízení pouze přiměřenou lidskou silou
  - zajisti bezpečné spouštění za všech uvažovaných provozních podmínek (automatická regulace rychlosti klesání)
  - při návrhu klást důraz na čistý vnější vzhled (všechny mechanické části a spoje umístit do vnitřního prostoru sloupu)
- zpracovat detailní návrh a potřebné kontrolní výpočty pro jednu zvolenou konstrukční variantu

# 1. Konstrukční návrh

Vzhledem k účelu zařízení jsem zvolil použití konstrukce s jedním mechanicky výsuvným pístem. Do fáze konstrukčního návrhu jsem zpracoval dvě odlišná variantní řešení (viz kapitola 1). Vhodnější z konstrukčních návrhů jsem dále detailně zpracoval.

Pro prvotní návrh zdvihacího mechanismu bylo potřeba stanovit základní parametry transportního křesla, které budou zásadně ovlivňovat jeho konstrukční řešení. Po konzultaci se zadavatelem byly s ohledem na konstrukci celého křesla a jednoduchost a ergonomii ovládání, stanoveny následující základní parametry limitující návrh (názorně viz OBR. 1.1):

- použití pouze mechanického principu pro zvedání i spouštění sloupu
- ovládání zvedání – opakovaným stlačováním páky nohou
- ovládání spouštění – nadzdvihnutím páky (ovládající i zvedání) nártem nohy
- maximální úhel stlačení páky při zvedání  $\varphi = 40^\circ$
- maximální úhel nadzdvihnutí páky pro spouštění  $\varphi_1 = 20^\circ$
- maximální počet stlačení páky při zvedání  $N_{SMax} = 25$
- maximální délka ramene ovládací páky  $B_{Max} = 200 \text{ mm}$
- zástavbová výška tělesa sloupu  $H = 300 \text{ mm}$
- maximální šířka/průměr sloupu  $A_{Max} = 120 \text{ mm}$
- požadovaný zdvih  $h = 150 \text{ mm}$
- maximální osově zatížení sloupu  $Q_{Max} = 2500 \text{ N}$
- minimální osově zatížení sloupu  $Q_{Min} = 300 \text{ N}$
- maximální momentové zatížení sloupu (ohyb)  $M_Q = 500 \text{ N} \cdot \text{m}$
- roční produkce – 2000 ks



OBR. 1.1 – KONSTRUKČNÍ SCHÉMA S POŽADOVANÝMI PARAMETRY



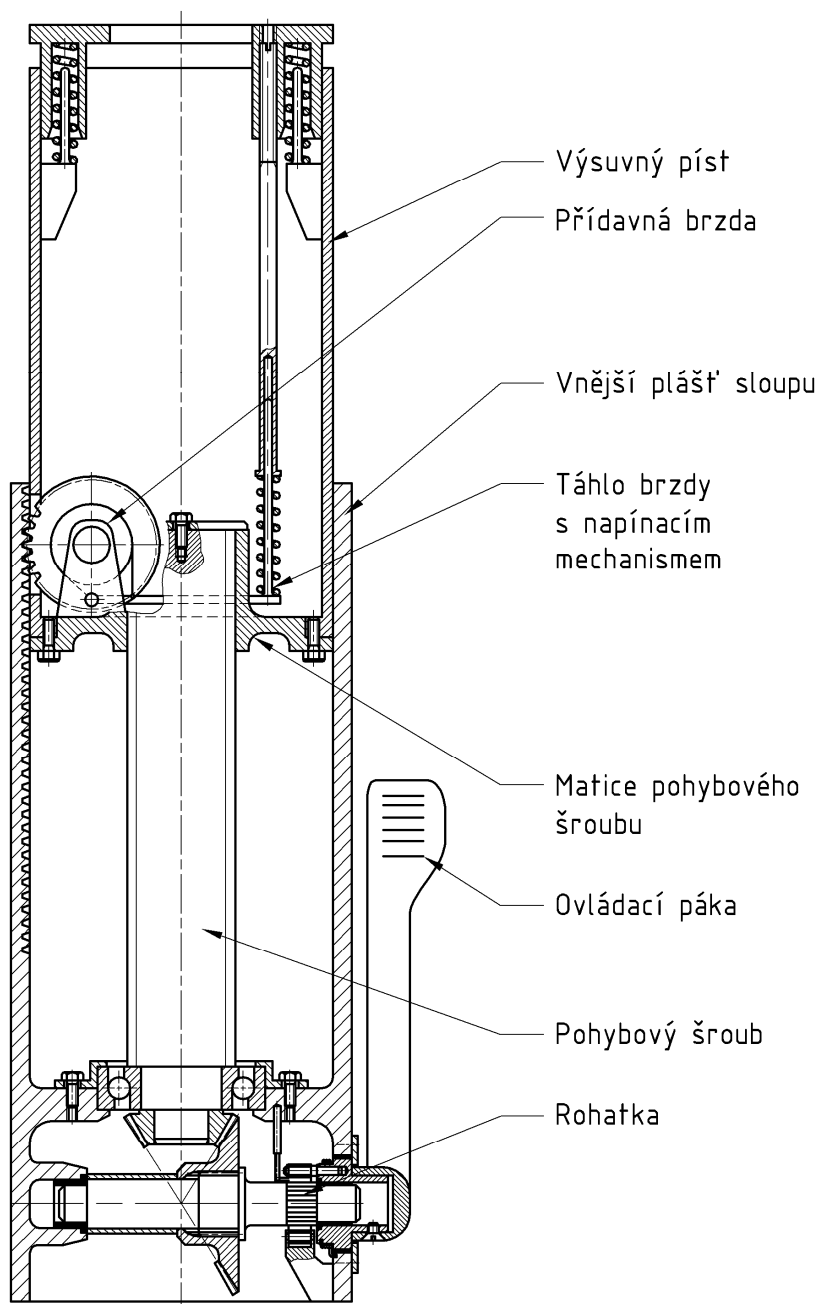
## 1.1 Konstrukční řešení č. 1

První varianta konstrukčního návrhu je založena na využití vlastností pohybového šroubu s atypickým, nesamosvorným závitem viz OBR. 1.2. Ve vnějším plášti sloupu se přímočaře pohybuje výsuvný píst čtvercového příčného průřezu, v jehož dně je připevněna matice pohybového šroubu. Použití pohybového šroubu a matice s nesamosvorným závitem zajistí, že po zvednutí pístu do horní polohy a jeho následném odbrzdění, bude píst vlivem nesamosvornosti použitého závitu samovolně klesat. Zvedání se děje otáčením pohybového šroubu uloženého v rámu vnějšího pláště sloupu. Na šroub je krouticí moment přenášen ze vstupního hřídele přes kuželový převod ozubenými koly s přímým ozubením. Opakovaný vratný pohyb páky je realizován pomocí rohatky a dvou západek, z nichž jedna zabírá při stlačování páky a druhá zajišťuje vysouvání pístu v dosažené poloze. Klesání pístu se provádí nadzdvihnutím ovládací páky, čímž dojde k současnému vyklonění obou západek ze záběru a následně ke klesání pístu. Funkce obou západek je znázorněna na detailu v OBR. 1.3. Zdvih pístu je v krajní poloze omezen dorazem připevněným v horní části pohybového šroubu. Tím je zajištěno, že nemůže dojít k nadměrnému vysunutí pístu a následné havárii. Vstupní hřídel a otočný mechanismus se západkami jsou ve vnějším plášti uloženy pomocí samomazných kluzných pouzder. Osovému posunutí hřídele brání z vnějšku příložka.

Při klesání je rychlost pístu omezována třecí silou teoreticky vznikající na středním průměru pohybového závitu a dále je ovlivňována také setrvačností hmot celého mechanismu. Aby však zařízení fungovalo spolehlivě při všech uvažovaných provozních zatíženích sloupu, je potřeba rychlost klesání sloupu regulovat i s ohledem na aktuální zatížení, tak, aby píst vždy klesal přiměřeně rychle. Pro tento účel jsem navrhl použít přídatnou brzdu, jejíž aktuální brzdový moment se odvíjí od zatížení sloupu. Vlastní ložná plocha v tomto případě není připevněna přímo k výsuvnému pístu, ale je v něm uložena suvně na tlačných pružinách, čímž při různých provozních zátěžích dojde vždy k rozdílnému stlačení těchto pružin. Tento relativně krátký pohyb je využit pro ovládání táhla napínajícího jednoduchou pásovou brzdu a funguje tedy jako jednoduchý regulátor. Vzhledem k nemožnosti stanovit předem přesnou hodnotu součinitele smykového tření styčných ploch brzdy, který přímo ovlivňuje rychlost klesání, je součástí napínacího mechanismu brzdy i stavěcí šroub, kterým lze podle reálných podmínek tření nastavit potřebné předpětí ovládacího táhla brzdy.

Vzhledem k tomu, že použitá brzda by byla neustále v činnosti, bez ohledu na to, zda píst zrovna klesá, bylo nutné zajistit, aby uložení brzdového bubnu umožňovalo záběr brzdy pouze ve směru klesání a při zvedání pístu došlo automaticky k vyřazení brzdy z činnosti. Toho by bylo možno dosáhnout spojením brzdového bubnu s pastorkem zabírajícím s ozubením na vnějším plášti sloupu pomocí volnoběžky, která umožňuje prokluz ve směru zvedání pístu. Druhou možností je ponechat brzdu

v neustálém záběru a zohlednit to později při návrhu – došlo by ke zvýšení potřebné ovládací síly na páce.

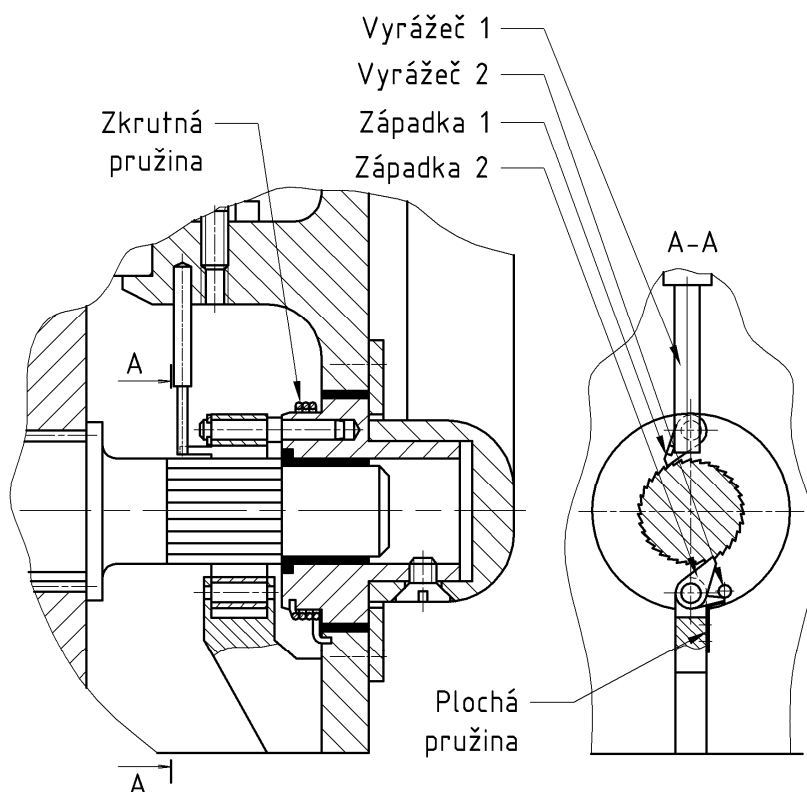


OBR. 1.2 - SCHÉMA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ Č.1

### Realizace vratného pohybu

Západka 1 je uložena na náboji páky a je v záběru při otáčení pákou ve směru zvedání. Západka 2 je naopak uložena ve vnějším plášti sloupu a slouží jako aretace dosažené polohy – při zvedání pístu tato západka volně přeskakuje. Při nadzdvihnutí ovládací páky se obě západky dostanou do kontaktu s vyrážeci, a tak dojde k jejich vyklonění ze záběru. Návrat ovládací páky do výchozí polohy ovládá zkrutná pružina,

aretační západka je do záběru tlačena plochou pružinou nanýtovanou k vnějšímu plášti.



OBR. 1.3 – DETAIL ZÁPADEK

## 1.2 Konstrukční řešení č. 2

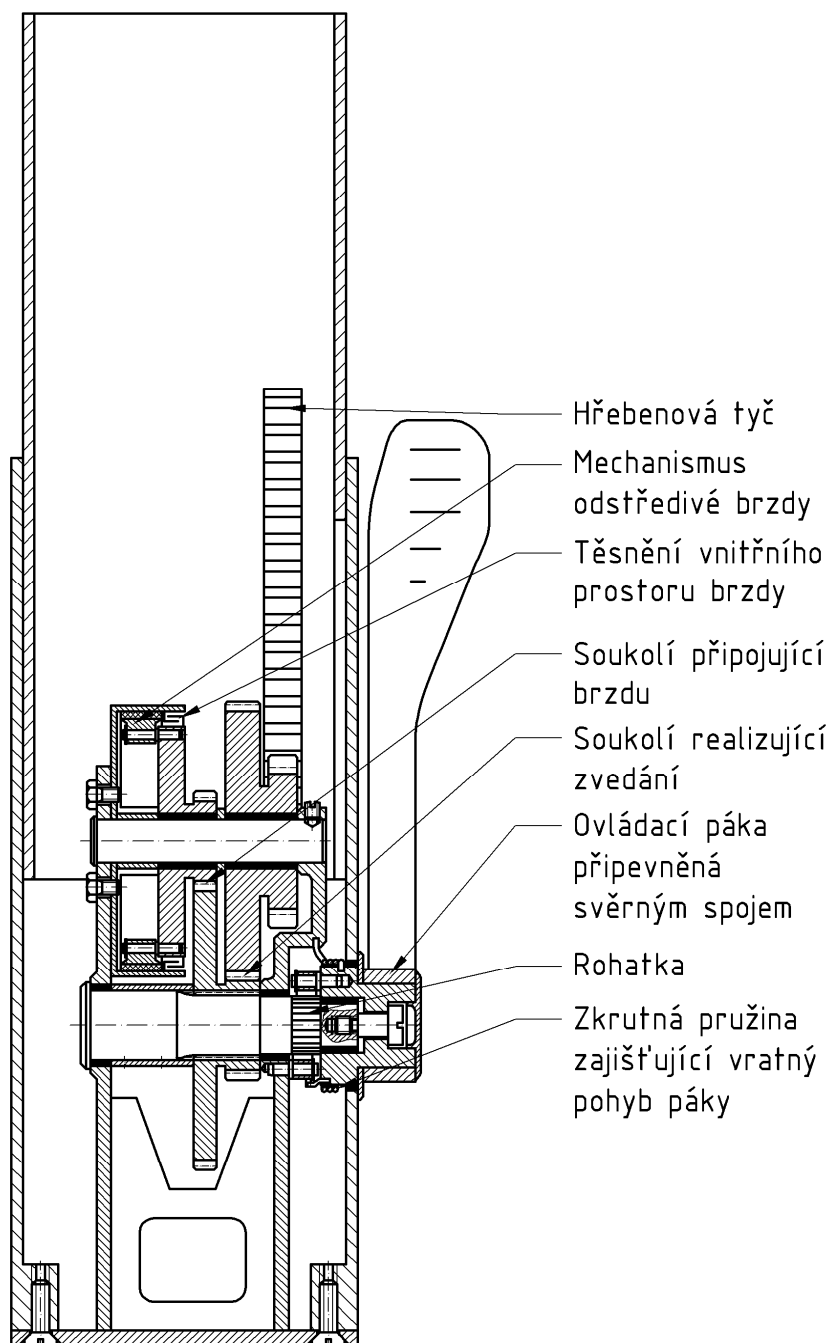
Druhý konstrukční návrh využívá k vyvození přímočarého pohybu při zvedání výsuvného pístu převod čelními ozubenými koly s přímým ozubením, kombinovaný s hřebenovou tyčí. Krouticí moment je z ovládací páky přenášen vstupním hřídelem do prvního soukolí uloženého ve vnějším plášti sloupu. Toto soukolí je na svém výstupu v záběru s hřebenovou tyčí, jež je součástí výsuvného pístu se čtvercovým příčným průřezem.

Regulace rychlosti klesání pístu je u tohoto konstrukčního návrhu vyřešena pomocí odstředivé bubnové brzdy, jejíž rychlost rotace (a tedy i velikost vytvářeného brzdného momentu) je úměrná rychlosti klesání zatěžovaného pístu. Brzda ke svému fungování potřebuje relativně vyšší otáčky, kterých je dosaženo přidáním dalšího rychloběžného převodu čelními koly s přímým ozubením. Pro zjednodušení konstrukce jsou obě soukolí uložena na stejných hřídelích (osách). Z použité konstrukce vyplývá, že i při zvedání pístu bude brzda v činnosti. To ale vzhledem k velmi nízkým otáčkám

dosahovaných při opakovaném stlačování páky nebude nijak výrazně zvyšovat potřebnou ovládací sílu obsluhy.

Opakovaný vratný pohyb ovládací páky je, stejně jako v předchozím návrhu, řešen pomocí rohatky, vyfrézované na vstupním hřídeli, a dvou západek. Funkce tohoto systému je obdobná jako v předchozí variantě, pouze je upraveno konstrukční uspořádání jednotlivých prvků vzhledem k tvarové odlišnosti vnitřního prostoru sloupu.

K uložení všech otočných částí jsou použita samomazná kluzná pouzdra zalisovaná ve svařovaném rámu, resp. v nábojích ozubených kol. Celý převodový systém včetně mechanismu odstředivé brzdy je z důvodu snadnější montáže umístěn v samostatném svařovaném rámu, který se po zkompletování vsouvá do vnějšího pláště sloupu. Konec vstupního hřídele se při tom prostrčí otvorem ve vnějším plášti a náboj se západkami se již nasouvá z vnější strany pláště sloupu. Proti osovému posunutí je zajištěn šroubem s přesnou dosedací plochou, zajišťující zachování minimální vůle pro volné otáčení. Prostor tohoto šroubu je zaslepen plastovou krytkou. Samotná ovládací páka se na náboj připevní pomocí svěrného spojení, které zároveň umožní nastavení její optimální výchozí polohy.



OBR. 1.4 - SCHÉMA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ Č.2

Obě varianty konstrukčního řešení využívají k regulaci rychlosti klesání smykové, příp. vláknové tření, což dosti znepřesňuje návrh celého systému. Třecí součinitel, jehož hodnota významně ovlivní výslednou rychlost klesání, bude v návrhových výpočtech stanoven pouze teoreticky – z tabulek pro danou kombinaci třecích materiálů. V reálném zařízení se ale jeho skutečná hodnota může částečně lišit, což bude mít vliv na správné fungování sloupu. Proto se jako vhodnější z uvedených návrhů jeví návrh č. 2, který využívá tření pouze v jednom z prvků systému – odstředivé brzdě. V návrhu č. 1 bude vliv nepřesnosti součinitele tření na fungování systému řádově větší, protože je zde použito dvou prvků (pohybový závit + brzda) využívajících tření. Návrh č. 2 je rovněž výhodnější ve způsobu regulace rychlosti klesání. Ta je zde

regulována v závislosti na rychlosti klesání pístu a dojde tedy k jejímu ustálení při klesání. Návrh č. 1 reguluje přídatný brzdový moment prostřednictvím velikosti osové zátěže což znamená, že brzdový moment bude po celou dobu klesání konstantní a píst tedy bude teoreticky neustále mírně zrychlovat. První varianta bude také pravděpodobně náročnější na údržbu – časem může dojít k relaxaci pružin v mechanismu napínání táhla brzdy a tím se může zhoršit funkčnost zařízení. Pro detailní zpracování jsem tedy vybral druhou variantu.

## 2. Návrh převodového systému

První část převodového systému je navržena tak, aby bylo možné přiměřenou lidskou silou zvedat prostřednictvím stlačování ovládací páky maximální provozní zátěž v ose sloupu. Návrh druhé části převodového systému pohánějícího brzdu, je zacílen na dosažení předpokládaných potřebných otáček odstředivé brzdy a zároveň je, k vůli zjednodušení konstrukce uložení jednotlivých ozubených kol mechanismu, limitován osovou vzdáleností, dosaženou u prvního soukolí, zajišťujícího zvedání. Celý převodový systém je navíc rozměrově omezen velikostí vnitřního prostoru sloupu. Při vnějších rozměrech sloupu 120x120 mm požadovaných zadáním bude mít vnitřní prostor pro převody po odečtení předpokládané tloušťky stěn tělesa sloupu a výsuvného pístu příčné rozměry maximálně 104x104 mm.

### 2.1 Určení základních rozměrů soukolí a sil v převodovém systému

Pro lepší orientaci v převodovém mechanismu jsou ve výpočtu označována jednotlivá kola v indexech čísly 1 až 5 (viz schéma na OBR. 2.1) a hřebenová tyč je zastoupena symbolem *HR*. Dále jsou římskými čísly I až III označeny hřídele (osy).

#### Základní rozměry první části převodového systému

Pro soukolí 1-*HR* volím velikost normálního modulu:  $m_1 = 3 \text{ mm}$

Volím počet zubů kola 1  $z_1 = 17$

Volím šířku ozubení soukolí 1-*HR* :  $b_1 = 10 \text{ mm}$

Roztečný průměr kola 1 bude dle [2; str.64]:  $d_1 = m_1 \cdot z_1 = 3 \cdot 17 = 51 \text{ mm}$  (2.1)

Obvodová síla kola 1 bude:  $F_{t1} = Q_{Max} = 2500 \text{ N}$

Pro soukolí 2-3 volím velikost normálního modulu:  $m_2 = 1,75 \text{ mm}$

Volím počet zubů kola 2  $z_2 = 54$

Volím počet zubů kola 3  $z_3 = 19$

Volím šířku ozubení soukolí 2-3 :  $b_2 = 12 \text{ mm}$

Roztečný průměr kola 2 bude:  $d_2 = m_2 \cdot z_2 = 1,75 \cdot 54 = 94,5 \text{ mm}$  (2.2)

Roztečný průměr kola 3 bude:  $d_3 = m_2 \cdot z_3 = 1,75 \cdot 19 = 33,25 \text{ mm}$  (2.3)

Obvodová síla kola 2 bude:  $F_{t2} = F_{t1} \cdot \frac{d_1}{d_2} = 2500 \cdot \frac{51}{94,5} = 1349 \text{ N}$  (2.4)

Obvodová síla kola 3 bude:  $F_{t3} = F_{t2} = 1349 \text{ N}$

Osová vzdálenost hřídelů:  $a_1 = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{94,5 + 33,25}{2} = 63,88 \text{ mm}$  (2.5)

**Určení ovládací síly na páce a počtu stlačení do plného zdvihu**

Krouticí moment na kolech 1 a 2 bude:

$$M_I = Q_{Max} \cdot \frac{d_1}{2} = 2500 \cdot \frac{0,051}{2} = 63,75 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.6)$$

$$\text{Krouticí moment na hřídeli II bude: } M_{II} = M_I \cdot \frac{d_3}{d_2} = 63,75 \cdot \frac{0,03325}{0,0945} = 22,43 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.7)$$

$$\text{Síla na páce bude: } F_p = \frac{M_{II}}{B \cdot \eta_1} = \frac{22,43}{0,180 \cdot 0,9} = 138 \text{ N} \approx 14 \text{ kg} \quad (2.8)$$

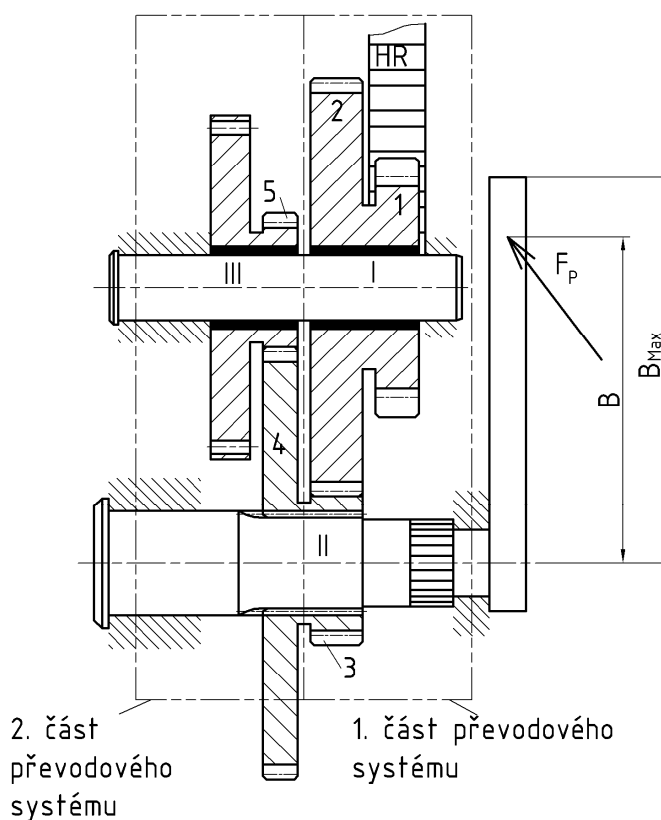
kde:  $B$  .... je činná délka páky

$\eta_1$  .... je odhadovaná účinnost první části převodového systému  
viz OBR. 2.1

Výslednou velikost maximální ovládací síly lze považovat za přípustnou.

Počet stlačení páky na plný zdvih pístu bude:

$$N_s = \frac{h}{\pi \cdot d_1} \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \frac{360}{\varphi} = \frac{150}{\pi \cdot 51} \cdot \frac{94,5}{33,25} \cdot \frac{360}{40} = 24 < N_{sMax} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (2.9)$$



OBR. 2.1 - SCHÉMA PŘEVODOVÉHO SYSTÉMU



## Základní rozměry druhé části převodového systému

Druhou částí převodového systému bude přenášen pouze moment vytvářený odstředivou brzdou, jehož hodnota bude úměrná okamžité rychlosti klesání pístu. Vzhledem k tomu, že přesná charakteristika brzdy zatím není známa, není tedy znám ani přenášený brzdňý moment. Pro návrh ozubení jsem proto použil obvodové síly  $F_4$  a  $F_5$ , odpovídající síle, působící v soukolí při maximální osově zátěži sloupu a „teoreticky“ zablokované brzdě. Rozměry obou ozubených kol tedy volím s ohledem na maximalizaci otáček kola 5, které je spojeno s rotorem brzdy. Z konstrukce brzdy vyplývá, že čím větší budou její otáčky, tím menší bude potřebná hmotnost brzdňých segmentů a tedy i celé konstrukce sloupu.

Pro soukolí 4-5 volím velikost normálního modulu:  $m_3 = 1,75 \text{ mm}$

Volím počet zubů kola 4  $z_4 = 56$

Volím počet zubů kola 5  $z_5 = 17$

Volím šířku ozubení soukolí 4-5 :  $b_3 = 8 \text{ mm}$

Roztečný průměr kola 4 bude:  $d_4 = m_3 \cdot z_4 = 1,75 \cdot 56 = 98 \text{ mm}$  (2.10)

Roztečný průměr kola 5 bude:  $d_5 = m_3 \cdot z_5 = 1,75 \cdot 17 = 29,75 \text{ mm}$  (2.11)

Obvodová síla kola 4 bude:  $F_{t4} = F_{t3} \cdot \frac{d_3}{d_4} = 1349 \cdot \frac{33,25}{98} = 458 \text{ N}$  (2.12)

Obvodová síla kola 5 bude:  $F_{t5} = F_{t4} = 458 \text{ N}$

Osová vzdálenost hřídelů:

$$a_2 = \frac{d_4 + d_5}{2} = \frac{98 + 29,75}{2} = 63,88 \text{ mm} = a_1 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (2.13)$$

Osově vzdálenosti soukolí v první i druhé části systému  $a_1$  a  $a_2$  jsou shodné, což je nutná podmínka pro použití shodných hřídelů pro obě části.

## 2.2 Pevnostní kontrola navrženého ozubení

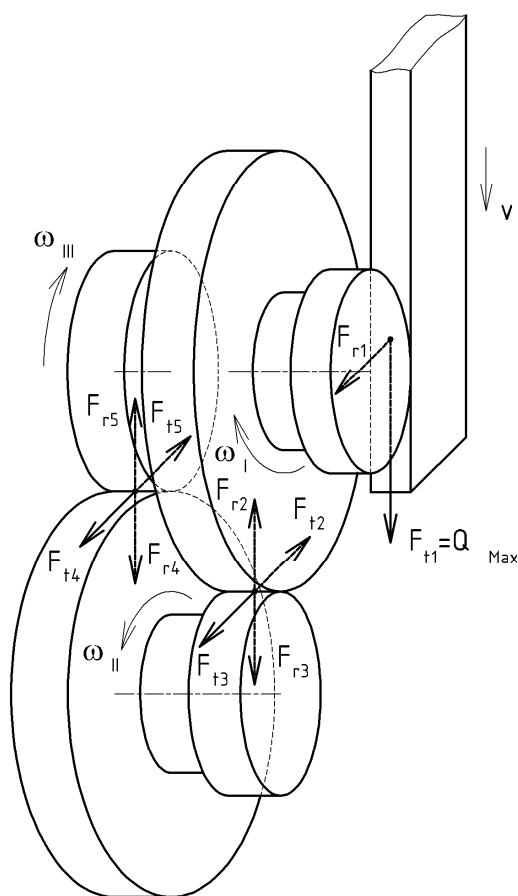
Pevnostní kontrola všech tří navržených soukolí byla provedena s využitím programu „CSNw.exe“, zjednodušeným kontrolním výpočtem dle ČSN 01 4686. Hřebenová tyč byla ve výpočtu nahrazena kolem s mnohonásobně vyšším počtem zubů oproti spoluzabírajícímu kolu. Před pevnostním výpočtem byla zkontrolována geometrie všech soukolí pomocí programu „Geometrie“. Níže uvádím přehlednou tabulku (TAB. 2.1) se souhrnem vstupních dat výpočtu a výsledných bezpečností jednotlivých ozubených kol. Detailní výpisy z použitého softwaru jsou obsahem přílohy

A. Obvodové a radiální síly působící v ozubení jednotlivých kol a smysly otáčení jsou zakresleny na OBR. 2.2.

Parametr		Soukolí 1-HR		Soukolí 2-3		Soukolí 4-5	
		Kolo 1	Hřeben. tyč	Kolo 2	Kolo 3	Kolo 4	Kolo 5
Modul	$m$ [mm]	3	3	1,75	1,75	1,75	1,75
Poč. zubů	$z$ [-]	17	$\infty$ (*)	54	19	56	17
Korekce jednotková	$x$ [-]	0,487	-0,487	-0,323	0,323	-0,371	0,371
Hlavový $\phi$	$d_a$ [mm]	59,9	15003	96,8	37,8	100,2	34,5
Šířka ozubení	$b$ [mm]	10	10	12	12	8	8
Materiál	[-]	14 220 cementováno, kaleno	14 220 cementováno, kaleno	14 220 cementováno, kaleno	14 220 cementováno, kaleno	14 220 cementováno, kaleno	14 220 cementováno, kaleno
Zátěž. síla	$F_t$ [N]	2500	2500	1349	1349	458	458
Bezpečnost (ohyb)	$s_F$ [-]	2,747	2,399	3,288	3,433	6,364	6,755
Bezpečnost (dotyk)	$s_H$ [-]	1,202	1,202	1,255	1,255	1,69	1,69

TAB. 2.1 – PARAMETRY OZUBENÍ

\* pro teoreticky nekonečný počet zubů jsem použil výpočetní hodnotu 5000



OBR. 2.2 – SCHÉMA ORIENTACE SIL PŮSOBÍCÍCH V OZUBENÍ

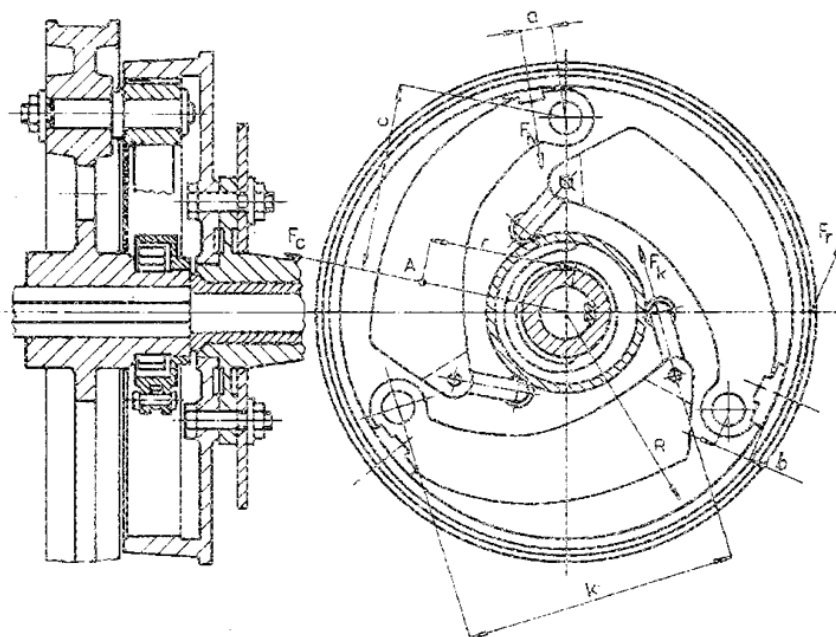
Všechna ozubená kola v převodovém mechanismu pracují s relativně nízkými otáčkami a vzhledem k účelu zařízení lze předpokládat, že cyklus zvedání/spouštění sloupu se bude opakovat ve větších časových intervalech. Charakter provozu lze tedy považovat spíše z hlediska cyklického namáhání ozubení za „statický“. Z tohoto důvodu jsou všechna ozubená kola navržena s ohledem na dodržení pouze přípustné hodnoty bezpečnosti v ohybu  $s_F$ . Bezpečnost v dotyku  $s_H$  ve výpočtu kontrolovaná nebyla právě z důvodu, jakým způsobem je zařízení v provozu zatěžováno. Pro úplnost v tabulce 2.1 uvádím i hodnoty bezpečnosti v dotyku  $s_H$  jednotlivých ozubených kol. Jejich nízké hodnoty poukazují na náchylnost ozubení k případnému vzniku únavového poškození povrchu boků zubů – tzv. *pitting*. Vzhledem k charakteru provozu zařízení je to však méně podstatné než dodržení přípustných hodnot bezpečností v ohybu  $s_F$ .

Hodnota součinitele jednorázového přetížení  $K_{A5}$  byla pro potřeby výpočtu odhadnuta na hodnotu 3, což odpovídá předpokládanému znásobení obvodových sil působících v ozubení při náhlém zastavení klesajícího sloupu uvolněním ovládací páky. V takovýto okamžik dojde k rázovému zatížení – blíže je toto řešeno v kapitole 4.4.

### 3. Návrh odstředivé brzdy

Pro regulaci rychlosti pohybu při klesání pístu při různých zatíženích jsem použil jednoduchou konstrukci odstředivé brzdy s brzdnými čelistmi kyvně uloženými na rotoru pevně spojeném s ozubeným kolem 5. Při zvýšení rychlosti pístu dojde vlivem zvýšení otáček rotoru k natočení čelistí brzdy okolo pevného čepu zalisovaného v rotoru a následně ke kontaktu brzdového obložení s vnitřní stěnou bubnu. Vytvářený brzdný moment  $M_B$  bude narůstat úměrně s otáčkami převodového systému až do dosažení rovnováhy s účinkem setrvačných hmot (posuvných – píst s křeslem a pacientem, a rotačních – převody, hřídel a rotující části brzdy) systému. V tento okamžik dojde k ustálení rychlosti klesání na určité hodnotě – v závislosti na aktuální osově zátěži sloupu.

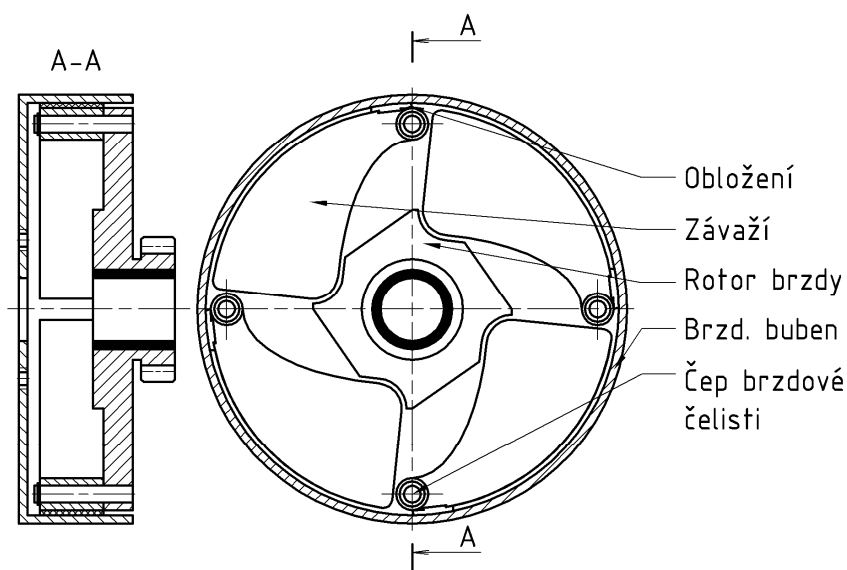
Při návrhu brzdy jsem vycházel z obdobného řešení uvedeného v [5; str. 236]. Zde autor popisuje brzdu stejného principu s čelistmi připojenými k centrální zkrtné pružině, viz OBR. 3.1, která předepíná čelisti v odbrzděné poloze, a zajišťuje tak sepnutí brzdy až při určitých minimálních otáčkách, při nichž dojde k překonání direkční síly pružiny odstředivými silami.



OBR. 3.1 – VZOROVÁ KONSTRUKCE ODSTŘEDIVÉ BRZDY

Vzhledem k tomu, že mnou řešená konstrukce nevyžaduje aktivování brzdy až po dosažení určité rychlosti, použil jsem pozměněnou konstrukci brzdy, viz OBR 3.2. Centrální pružina zde tedy není vůbec použita a omezení volného pohybu čelistí uvnitř brzdy je vyřešeno tvarováním vnitřního prostoru brzdy tak, aby umožňoval pouze minimální otočení čelistí, potřebné k záběru brzdového obložení s bubnem. Další změnou oproti vzorovému provedení je použití čtyř, nikoliv tří brzdných čelistí. Tato modifikace umožní dosáhnout lepších geometrických parametrů závaží, což pozitivně

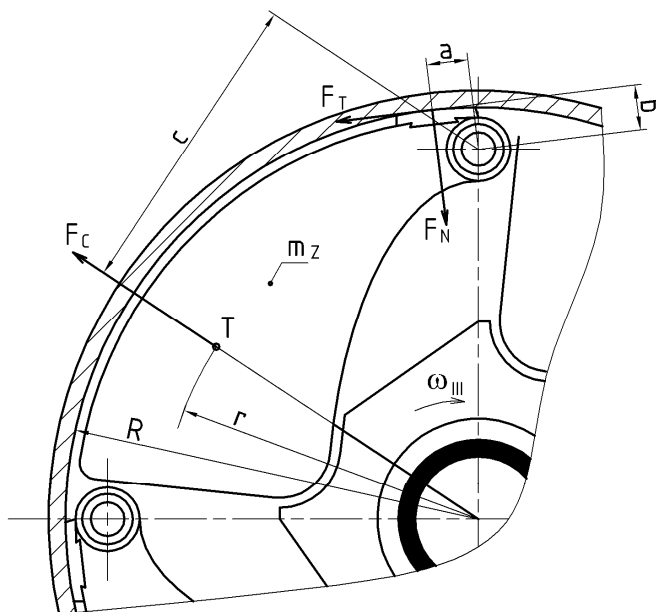
ovlivní polohu jejich těžiště. Důsledkem toho je snížení celkové potřebné hmotnosti závaží.



OBR. 3.2 – UPRAVENÁ KONSTRUKCE ODSŤŘEDIVÉ BRZDY

### 3.1 Určení charakteristiky odstředivé brzdy

Velikost brzdného momentu vytvářeného výše popisovanou odstředivou brzdou při konstantní úhlové rychlosti  $\omega_{II}$  bude závislá na součiniteli smykového tření  $f$  použitého materiálu brzdového obložení, hmotnosti závaží  $m_Z$ , a na poloze těžiště  $T$  tohoto závaží (rozměr  $r$  a  $c$  viz OBR. 3.3). Brzda se však ve skutečnosti nebude otáčet konstantními otáčkami, proto je nutné z rovnováhy sil v mechanismu brzdy stanovit závislost brzdného momentu  $M_B$  na úhlové rychlosti otáčení rotoru brzdy  $\omega_{III}$ .



OBR. 3.3 – SÍLY V MECHANISMU BRZDY

**Určení normálové síly  $F_N$** 

Rovnováhu sil působících na čelist lze vyjádřit jako:  $F_N \cdot a - F_C \cdot c + F_T \cdot b = 0$  (3.1)

Třecí síla bude:  $F_T = F_N \cdot f$  (3.2)

Odstředivá síla bude:  $F_C = m_Z \cdot r \cdot \omega_{III}^2$  (3.3)

Rychlost rotoru lze vyjádřit jako:  $\omega_{III} = \frac{v}{0,5 \cdot d_1} \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \frac{d_4}{d_5}$  (3.4)

kde:  $v$  ... je okamžitá rychlost klesání pístu

$d_1$  až  $d_5$  .... jsou roztečné průměry jednotlivých ozubených kol

Dosazením rovnic (3.2), (3.3) a (3.4) do (3.1) a následnou úpravou získáme výsledný

$$\text{vztah pro velikost normálové přitlačné síly: } F_N = \frac{m_Z \cdot r \cdot \left( \frac{v}{0,5 \cdot d_1} \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \frac{d_4}{d_5} \right)^2 \cdot c}{a + f \cdot b} \quad (3.5)$$

**Určení velikost brzdného momentu  $M_B$** 

Velikost celkového brzdného momentu bude dána vztahem:  $M_B = i \cdot F_N \cdot f \cdot R$  (3.6)

kde:  $i$  ... je počet čelistí brzdy

$r$  ... poloměr těžiště závaží

$R$  ... je poloměr bubnu brzdy

Dosazením rovnice 3.5 do vztahu 3.6 a následnou úpravou vznikne konečný vztah popisující závislost momentu brzdy na rychlosti klesání pístu:

$$M_B = v^2 \cdot \frac{i \cdot f \cdot R \cdot m_z \cdot r \cdot \frac{d_2^2}{d_3^2} \cdot \frac{d_4^2}{d_5^2} \cdot c}{(0,5 \cdot d_1)^2 \cdot (a + f \cdot b)} \quad (3.7)$$

### 3.2 Určení průběhu rychlosti klesání brzděného pístu

Průběh rychlosti klesání lze učit z pohybové rovnice pístu, do jehož posuvného pohybu jsou redukovány všechny setrvačné hmoty systému:  $m_{Red} \cdot a_p = F_{Red}$  (3.8)

kde:  $m_{Red}$  ... je redukovaná hmotnost

$a_p$  ... je zrychlení pístu

$F_{Red}$  ... je redukovaný silový účinek

#### Určení redukované hmotnosti $m_{Red}$

Redukovanou hmotnost určím z rovnováhy kinetických energií:

$$\frac{1}{2} \cdot m_{Red} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot J_I \cdot \omega_I^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{II} \cdot \omega_{II}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{III} \cdot \omega_{III}^2 \quad (3.9)$$

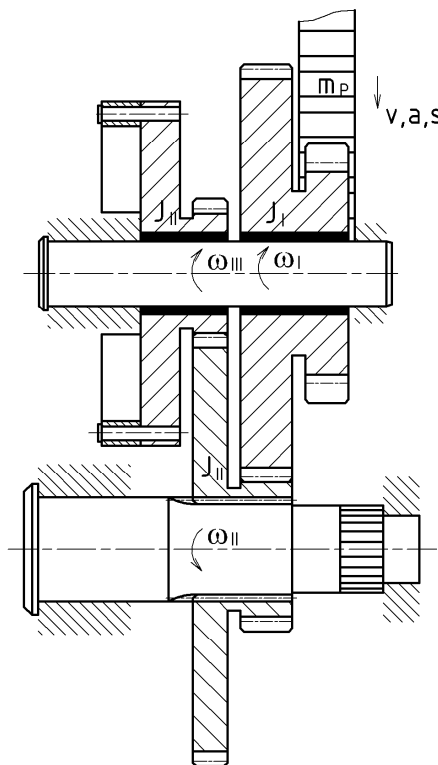
kde:  $m_p, v$  ... je hmotnost pístu vč. zátěže a rychlost klesání pístu

$J_I, \omega_I$  až  $J_{III}, \omega_{III}$  ... jsou setrvačné momenty a úhlové rychlosti jednotlivých částí systému viz OBR. 3.4.

Úhlové rychlosti lze psát jako:

$$\omega_I = \frac{v}{0,5 \cdot d_1} \quad (3.10)$$

$$\omega_{II} = \frac{v}{0,5 \cdot d_1} \cdot \frac{d_2}{d_3} \quad (3.11)$$



OBR. 3.4 – SCHÉMA ÚČINKŮ SETRVAČNÝCH HMOT

Dosazením rovnic (3.4), (3.10) a (3.11) do vztahu (3.9) a následnou úpravou jsem získal rovnici určující velikost redukované hmotnosti:

$$m_{\text{Red}} = m_p + J_I \cdot \frac{1}{(0,5 \cdot d_1)^2} + J_{II} \cdot \frac{\frac{d_2^2}{d_3^2}}{(0,5 \cdot d_1)^2} + J_{III} \cdot \frac{\frac{d_2^2}{d_3^2} \cdot \frac{d_4^2}{d_5^2}}{(0,5 \cdot d_1)^2} \quad (3.12)$$

#### Určení redukováného silového účinku $F_{\text{Red}}$

$$\text{Redukovanou sílu určím z rovnice rovnováhy: } F_{\text{Red}} \cdot v = Q \cdot v - M_B \cdot \omega_{III} \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad (3.13)$$

kde:  $\eta_1, \eta_2 \dots$  jsou odhadované účinnosti první a druhé části převodového systému

$$\text{Osovou zátěž sloupu } Q \text{ lze vyjádřit jako: } Q = m_p \cdot g \quad (3.14)$$

Po dosazení rovnic (3.4) a (3.7) do (3.13) získáme výsledný vztah pro redukovanou sílu:

$$F_{\text{Red}} = Q - v^2 \cdot \frac{i \cdot f \cdot R \cdot m_z \cdot r \cdot \frac{d_2^3}{d_3^3} \cdot \frac{d_4^3}{d_5^3} \cdot c}{(0,5 \cdot d_1)^3 \cdot (a + f \cdot b) \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \quad (3.15)$$



### Určení okamžité rychlosti klesání pístu $v$

Dosazením diferenciálního vztahu pro zrychlení do rovnice (3.8) získám vztah:

$$m_{Red} \cdot v \cdot \frac{dv}{ds} = F_{Red}; \text{ kde } s \dots \text{ je dráha klesání pístu} \quad (3.16)$$

Pro získání vztahu pro průběh rychlosti  $v$  je nutné vyřešit diferenciální rovnici plynoucí

$$\text{ze vztahu (3.16): } m_{Red} \cdot \int_0^v \left( \frac{v}{Q - v^2 \cdot K} \right) \cdot dv = \int_0^s ds \quad (3.17)$$

$$\text{kde: } K = \frac{i \cdot f \cdot R \cdot m_z \cdot r \cdot \frac{d_2^3}{d_3^3} \cdot \frac{d_4^3}{d_5^3} \cdot c}{(0,5 \cdot d_1)^3 \cdot (a + f \cdot b) \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \quad (3.18)$$

... (konstanta zavedená pro zjednodušení zápisu)

Řešením diferenciální rovnice (3.17) a následnou úpravou jsem získal konečný vztah

$$\text{popisující rychlost klesání pístu v závislosti na jeho dráze: } v = \sqrt{\frac{1}{K} \left( Q - \frac{Q}{e^{\frac{s \cdot 2 \cdot K}{m_{Red}}}} \right)} \quad (3.19)$$

### Určení průběhu rychlosti klesání

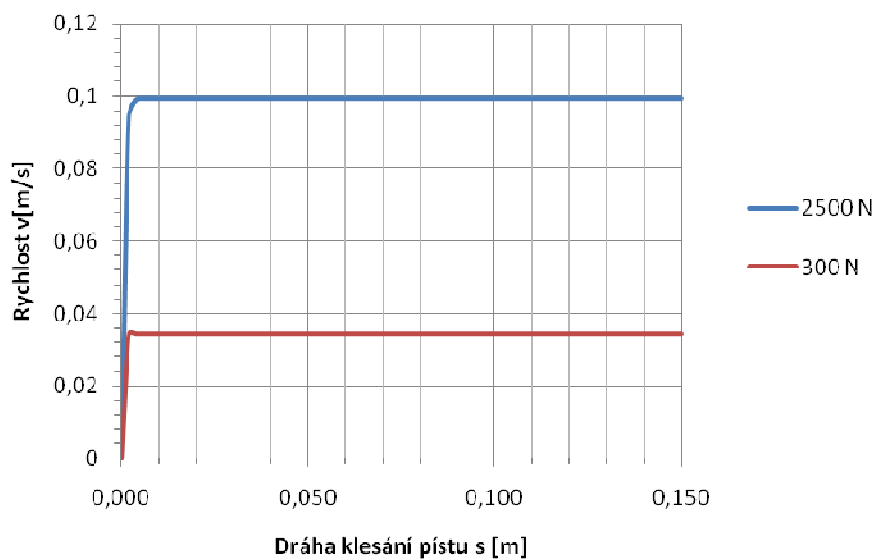
Jako materiál brzdového obložení jsem, vzhledem k poměrně nízkým provozním otáčkám a krátkodobému (v řádu sekund) přerušovanému provozu brzdy, zvolil otěruvzdorný polyamid ČSN EN ISO 1874-2, u nějž v kombinaci s ocelovou protiplochou, lze dle [1; str. 39] dosáhnout součinitele smykového tření přibližně  $f = 0,4$ . Setrvačné momenty rotujících hmot jsem stanovil pomocí programu *ProEngineer Wildfire 4* [17], stejně jako rozměry  $r$  a  $c$ , charakterizující polohu těžiště závaží. Všechny tyto parametry jsou uvedeny v TAB. 3.1.

Průběh rychlosti klesání je určen vztahem (3.19). Po dosazení všech konstantních parametrů, které jsou shrnuty rovněž v TAB 3.1 a vykreslení množiny výsledků pro proměnnou dráhu pístu  $s \in \langle 0; 0,15 \rangle [m]$  a dvě úrovně osové zátěže  $Q_{Min}$  a  $Q_{Max}$  pomocí aplikace MS Excel jsem získal graf průběhu rychlosti klesání viz OBR. 3.5.

Parametr, označení		Hodnota
Rozt. průměr kola 1	$d_1$ [m]	0,051
Rozt. průměr kola 2	$d_2$ [m]	0,0945
Rozt. průměr kola 3	$d_3$ [m]	0,03325
Rozt. průměr kola 4	$d_4$ [m]	0,098
Rozt. průměr kola 5	$d_5$ [m]	0,02975
Charakteristické rozměry brzdy	$a$ [m]	0,0015
	$b$ [m]	0,0053
	$c$ [m]	0,0355
	$r$ [m]	0,0347
	$R$ [m]	0,049
Hmotnost 1 závaží	$m_z$ [kg]	0,152
Počet závaží	$i$ [-]	4
Osová zátěž	$Q_{Min}$ [N]	300
	$Q_{Max}$ [N]	2500
Dráha pístu	$s$ [m]	0 až 0,15
Součinitel tření styčných ploch brzdy	$f$ [-]	0,4
Odhad účinností	$\eta_1$ [-]	0,9
	$\eta_2$ [-]	0,88
Setrvačné momenty	$J_I$ [kg m <sup>2</sup> ]	$9,13 \cdot 10^{-4}$
	$J_{II}$ [kg m <sup>2</sup> ]	$2,45 \cdot 10^{-4}$
	$J_{III}$ [kg m <sup>2</sup> ]	$1,25 \cdot 10^{-3}$

TAB. 3.1 – PŘEHLED PARAMETRŮ KONSTRUKCE

### Průběh rychlosti klesání pístu



OBR. 3.5 – PRŮBĚH RYCHLOSTI KLESÁNÍ

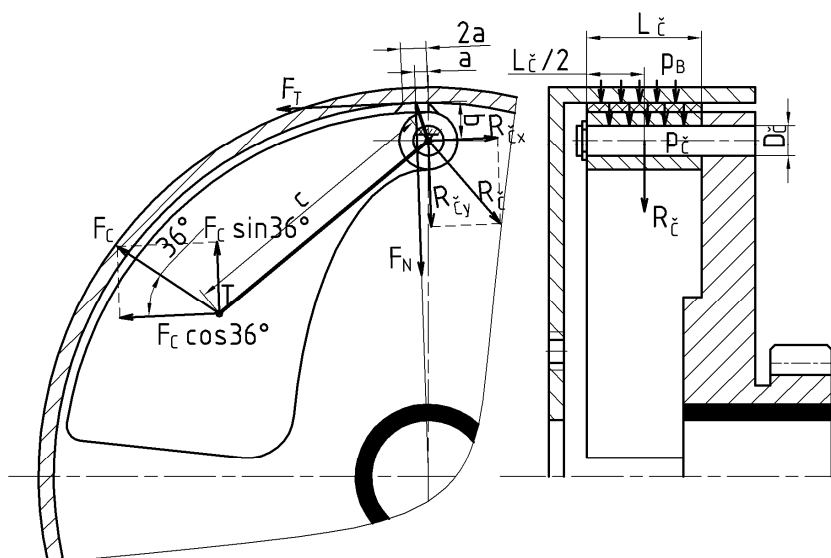
Z výpočtu v MS Excelu plyne maximální hodnota rychlosti pístu v celém průběhu klesání:

- $v_{Max} = 0,099 \text{ m} \cdot \text{s}$  při maximální osově zátěži  $Q_{Max}$
- $v_{Max} = 0,034 \text{ m} \cdot \text{s}$  při minimální osově zátěži  $Q_{Min}$

Maximální dosahovanou rychlost klesání sloupu  $v_{Max} = 0,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  lze považovat za bezpečnou.

### 3.3 Pevnostní kontrola brzdy

Nejvíce namáhanými prvky mechanismu odstředivé brzdy budou čepy jednotlivých brzdových čelistí namáhané ohybem a stříhem, případně tlakem a dále také brzdové obložení, které musí vyhovět z hlediska dovoleného tlakového zatížení. Pro pevnostní výpočet brzdy je zapotřebí stanovit síly působící v mechanismu při maximálním působícím brzděném momentu - z principu brzdy vyplývá, že tento stav nastane při maximální rychlosti klesání  $v_{Max} = 0,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Pro výpočet je brzdová čelist nahrazena lomeným nosníkem viz OBR 3.6.



OBR. 3.6 – SCHÉMA K PEVNOSTNÍMU VÝPOČTU BRZDY

Odstředivou sílu  $F_C$  určím ze vztahu (3.3) a (3.4) jako:

$$F_C = m_z \cdot r \cdot \left( \frac{v}{0,5 \cdot d_1} \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \frac{d_4}{d_5} \right)^2 =$$

$$F_C = 0,152 \cdot 0,0347 \cdot \left( \frac{0,099}{0,5 \cdot 0,051} \cdot \frac{0,0945}{0,03325} \cdot \frac{0,098}{0,02975} \right)^2 = 7 \text{ N} \quad (3.20)$$

Normálovou přítláčnou sílu brzdového obložení určím ze vztahu (3.5):

$$F_N = \frac{F_C \cdot c}{a + f \cdot b} = \frac{7 \cdot 35,5}{1,5 + 0,4 \cdot 5,3} = 69 \text{ N} \quad (3.21)$$

Třecí sílu působící v místě dotyku obložení s bubnem určím ze vztahu (3.2) jako:

$$F_T = F_N \cdot f = 69 \cdot 0,4 = 27,6 \text{ N} \quad (3.22)$$

### Návrh průměru čepu brzdové čelisti

Velikost složek síly  $R_{\zeta}$  zatěžující čep, určím z rovnic rovnováhy k ose čepu ve dvou na sebe kolmých rovinách viz schéma na OBR. 3.6; úhel mezi směry sil  $F_C$  a  $F_T$  byl odměřen v AutoCADu.

$$R_x = F_T - F_C \cdot \cos 36^\circ = 27,6 - 7 \cdot \cos 36^\circ = 22 \text{ N} \quad (3.23)$$

$$R_y = F_N - F_C \cdot \sin 36^\circ = 69 - 7 \cdot \sin 36^\circ = 65 \text{ N} \quad (3.24)$$

Samotná zátěžná síla  $R_{\zeta}$  pak bude dle pythagorovy věty:

$$R_{\zeta} = \sqrt{R_{\zeta x}^2 + R_{\zeta y}^2} = \sqrt{22^2 + 65^2} = 68,6 \text{ N} \quad (3.25)$$

Minimální průměr čepu stanovím z pevnostní rovnice pro ohyb čepu:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{R_{\zeta} \cdot \frac{L_{\zeta}}{2}}{0,1 \cdot D_{\zeta}^3} \leq \sigma_{do\check{c}} \Rightarrow D_{\zeta} \geq \sqrt[3]{\frac{R_{\zeta} \cdot \frac{L_{\zeta}}{2}}{0,1 \cdot \sigma_{do\check{c}}}} \quad (3.26)$$

$$D_{\zeta} = \sqrt[3]{\frac{68,6 \cdot \frac{12}{2}}{0,1 \cdot 200}} = 2,75 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } D_{\zeta} = 3 \text{ mm}$$

kde:  $\sigma_{do\check{c}}$  ... je dovolené napětí v ohybu pro zvolený materiál čepu 11 600 dle [4; str. 52]

$L_{\zeta}$  ... je délka čepu zvolená s ohledem na konstrukci brzdy

**Kontrola čepu brzdové čelisti na střih**

Pro zvolený materiál čepu 11 600 je dle [4; str. 52] dovolené střížné napětí  $\tau_{DSC} = 100 \text{ MPa}$ . Střížnou sílu  $R_{\zeta}$  bude přenášet jeden kruhový průřez čepu o průměru  $D_{\zeta}$ . Střížné napětí tedy určím jako:  $\tau_{s\zeta} = \frac{4 \cdot R_{\zeta}}{\pi \cdot D_{\zeta}^2} = \frac{4 \cdot 68,6}{\pi \cdot 3^2} = 9,7 \text{ MPa} < \tau_{DSC} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$  (3.27)

**Kontrola měrného tlaku v uložení čelisti**

Brzdová čelist je na čepu uložena pomocí kluzného pouzdra vyrobeného ze samomazného materiálu a jeho axiální posuv je zajištěn třmenovým kroužkem. Pro uložení čelisti volím dle katalogu výrobce [11; str. 33]:

2 × pouzdro GGB 0306DU (dvě pouzdra délky 6 mm).

Dle [9; str. 6] je pro tato ložiska hodnota dovoleného měrného tlaku  $p_{DL} = 250 \text{ MPa}$

Tlak působící v ložisku určím jako:

$$p_{\zeta} = \frac{R_{\zeta}}{L_{\zeta} \cdot D_{\zeta}} = \frac{68,6}{12 \cdot 3,5} = 1,6 \text{ MPa} < p_{DL} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (3.28)$$

**Kontrola měrného tlaku v brzdovém obložení**

Pro zvolený materiál brzdového obložení (viz bod 3.2) uvádí výrobce [13] dovolený tlak:  $p_{DB} = 24 \text{ MPa}$

Styčná plocha brzdového obložení je obdélník o rozměrech  $2 \cdot a \times L_{\zeta}$  a na tuto styčnou plochu se rozkládá normálová síla  $F_N$ . Měrný tlak tedy stanovím jako:

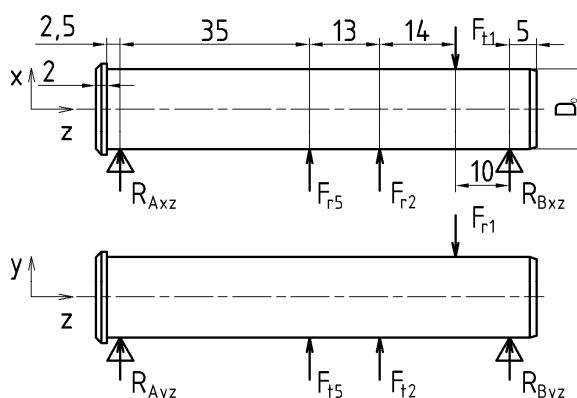
$$p_B = \frac{F_N}{2 \cdot a \cdot L_{\zeta}} = \frac{69}{2 \cdot 1,5 \cdot 12} = 1,9 \text{ MPa} < p_{DB} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (3.29)$$

## 4. Výpočet nosných prvků převodového systému

Jednotlivé části převodového systému vč. rotoru odstředivé brzdy jsou uloženy buď pevně na vstupním hřídeli II nebo otočně – na pevné ose I/III viz OBR. 2.1. Pomocí jemného drážkování je na vstupním hřídeli uloženo kolo 3 a 4, samotný hřídel je uložen pomocí kluzných pouzder ve svařovaném rámu a konec hřídele určený k připojení ovládací páky je nepřímo podepírán ještě ložiskem ve vnějším plášti. V horní části jsou na ose pevně uložené v rámu otočně uložena kola 1, 2, 5 a rotor brzdy, v nichž jsou rovněž nalisována kluzná ložiska.

### 4.1 Výpočet pevné osy

Pevná osa bude zatížena silami vznikajícími v ozubení při maximální uvažované osově zátěži sloupu. Síly působící při provozu v mechanismu brzdy se v namáhání osy neprojeví, zanedbáme-li vliv hmotnosti závaží v brzdě na nerovnoměrnost normálových přitlačných sil  $F_N$  na jednotlivých čelistech, danou jejich aktuální polohou na obvodu brzdy. Z prostorového silového schématu na OBR. 2.2 a šířkových rozměrů jednotlivých prvků uložených na této ose, vyplývá výpočtový model osy ve dvou na sebe kolmých rovinách uvedený na OBR. 4.1.



OBR. 4.1 – SCHÉMA VÝPOČTOVÉHO MODELU OSY

#### Určení obvodových a radiálních sil v ozubení

Obvodové síly  $F_{t1}$ ,  $F_{t2}$  a  $F_{t5}$  byly již stanoveny v bodě 2.1.

Radiální síly určím jako: 
$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \alpha_{w1} = 2500 \cdot \tan 20^\circ = 910 \text{ N} \quad (4.1)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \alpha_{w2} = 1349 \cdot \tan 20^\circ = 491 \text{ N} \quad (4.2)$$

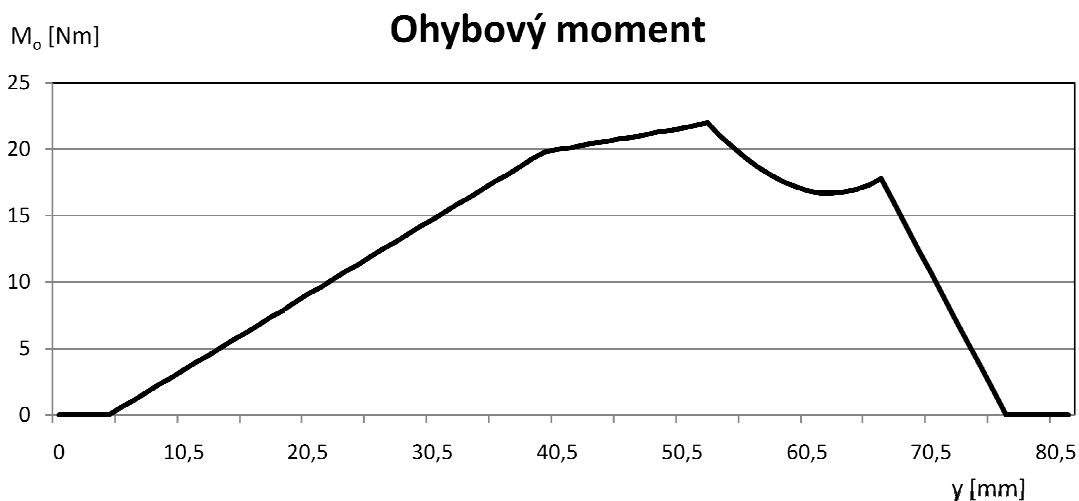
$$F_{r5} = F_{t5} \cdot \alpha_{w5} = 458 \cdot \tan 20^\circ = 167 \text{ N}$$

(4.3)

kde  $\alpha_{w1-5}$  ... je čelní úhel záběru ozubení, viz příloha A.

### Určení potřebného průměru osy

Potřebný minimální průměr osy určím z maximální hodnoty ohybového momentu působícího na osu. Ke zjištění celkového průběhu ohybového momentu jsem použil program „Hridel“. Maximální zjištěný moment na ose v místě působení sil  $F_{r2}$  a  $F_{t2}$  dosahuje hodnoty  $M_{OMax}=22 \text{ N}\cdot\text{m}$ ; průběh momentu je znázorněn na OBR. 4.2.



OBR. 4.2 – PRŮBĚH CELKOVÉHO OHYBOVÉHO MOMENTU NA OSE

Minimální průměr osy bude:

$$\sigma_{oo} = \frac{M_{OMax}}{0,1 \cdot D_o^3} \leq \sigma_{doo} \Rightarrow D_o \geq \sqrt[3]{\frac{M_{OMax}}{0,1 \cdot \sigma_{doo}}} \quad (4.4)$$

$$D_o = \sqrt[3]{\frac{22000}{0,1 \cdot 200}} = 10,3 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } D_o = 12 \text{ mm}$$

kde:  $\sigma_{doo}$  ... je dovolené napětí v ohybu pro zvolený materiál osy 11 600 dle [4; str. 52]

### Výpočet reakcí zachycovaných rámem

Složky reakcí určím z rovnic rovnováhy sil a momentů v jednotlivých zátěžných rovinách xz a yz (délky ramen momentů viz OBR. 4.1):

$$\begin{aligned}
 R_{Axz} \cdot (35 + 13 + 14 + 10) + F_{r5} \cdot (13 + 14 + 10) + F_{r2} \cdot (14 + 10) - F_{t1} \cdot 10 &= 0 \Rightarrow \\
 \Rightarrow R_{Axz} &= \frac{F_{t1} \cdot 10 - F_{r5} \cdot (13 + 14 + 10) - F_{r2} \cdot (14 + 10)}{35 + 13 + 14 + 10} \\
 R_{Axz} &= \frac{2500 \cdot 10 - 167 \cdot (13 + 14 + 10) - 491 \cdot (14 + 10)}{35 + 13 + 14 + 10} = 98 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

$$\begin{aligned}
 R_{Bxz} + R_{Axz} + F_{r5} + F_{r2} &= F_{t1} \Rightarrow \\
 \Rightarrow R_{Bxz} &= F_{t1} - R_{Axz} - F_{r5} - F_{r2} = 2500 - 98 - 167 - 491 = 1744 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

$$\begin{aligned}
 R_{Ayz} \cdot (35 + 13 + 14 + 10) + F_{t5} \cdot (13 + 14 + 10) + F_{t2} \cdot (14 + 10) - F_{r1} \cdot 10 &= 0 \Rightarrow \\
 \Rightarrow R_{Ayz} &= \frac{F_{r1} \cdot 10 - F_{t5} \cdot (13 + 14 + 10) - F_{t2} \cdot (14 + 10)}{35 + 13 + 14 + 10} \\
 R_{Ayz} &= \frac{910 \cdot 10 - 458 \cdot (13 + 14 + 10) - 1349 \cdot (14 + 10)}{35 + 13 + 14 + 10} = -559 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

$$\begin{aligned}
 R_{Byz} + R_{Ayz} + F_{t5} + F_{t2} &= F_{r1} \Rightarrow \\
 \Rightarrow R_{Byz} &= F_{r1} - R_{Ayz} - F_{t5} - F_{t2} = 910 + 559 - 458 - 1349 = -338 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Celkové reakce v prostoru určím z Pythagorovy věty jako:

$$R_A = \sqrt{R_{Axz}^2 + R_{Ayz}^2} = \sqrt{98^2 + 559^2} = 568 \text{ N} \tag{4.9}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bxz}^2 + R_{Byz}^2} = \sqrt{1744^2 + 338^2} = 1776 \text{ N} \tag{4.10}$$

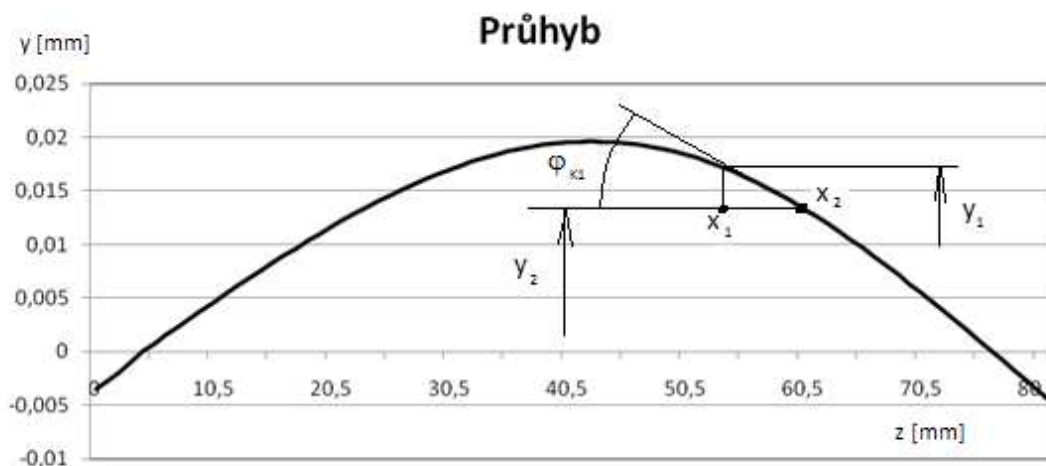
### Kontrola dovoleného naklopení osy v místě uložení ozubených kol

Velikost maximálního naklopení hřídele určím ze známého průběhu průhybové čáry zjištěného pomocí SW *Hridel.exe*. Z grafu na OBR. 4.3 zobrazujícího průhybovou čáru osy a z rozmístění jednotlivých ozubených kol na ose je patrné, že příslušné maximální naklopení bude v místě střední roviny kola 1. Pro toto místo lze z hodnot průhybu zjištěných SW výpočtem, určit naklopení jako tangentu úhlu  $\varphi_{K1}$ , viz OBR. 4.3.

$$\varphi_{K1} = \arctg \frac{y_1 - y_2}{|X_1, X_2|} = \arctg \frac{0,00892 - 0,00809}{1} = 0,0475^\circ = 2,85' \tag{4.11}$$

kde:  $y_1$  ... je průhyb v místě  $x_1$  zjištěný programem „Hridel“  
 $y_2$  ... průhyb v místě  $x_2$  zjištěný programem „Hridel“  
 $|X_1, X_2|$  ... je vzdálenost mezi těmito body





OBR. 4.3 – PRŮHYBOVÁ ČÁRA PEVNÉ OSY

Dle [7; str.21] je dovolená hodnota naklonění v místě uložení ozubeného kola  $4' \div 6'$ , zjištěné maximální naklonění je tedy přípustné.

### Návrh a kontrola kluzných ložisek ozubených kol uložených otočně na ose

Pro uložení kol 1 a 2 volím dle katalogu výrobce [11; str.39]:

2 × pouzdro GGB BB1212DU (dvě pouzdra délky  $L_{LK1} = 12 \text{ mm}$  viz OBR. 4.4)

Dle [12; str. 8] je pro materiál ložiska hodnota dovoleného měrného tlaku  $p_{DL} = 250 \text{ MPa}$

Jelikož jsou pod oběma koly použita stejná pouzdra, provedu kontrolu pouze na kole 1, které přenáší větší síly. Tlak působící v ložisku určím jako:

$$p_{K1} = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{L_{LK1} \cdot D_o} = \frac{\sqrt{2500^2 + 910^2}}{12 \cdot 12} = 18,5 \text{ MPa} < p_{DL} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.12)$$

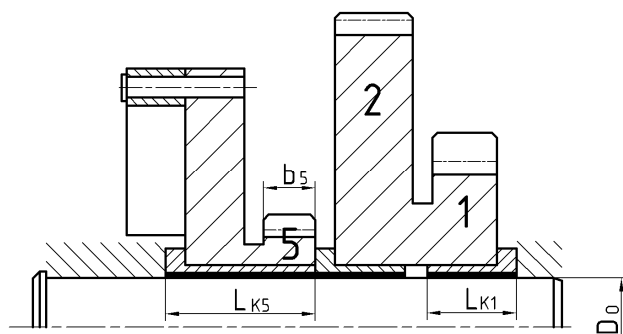
Pro uložení kola 5 kombinovaného s rotorem brzdy volím dle katalogu výrobce [11; str.39]:

Pouzdro GGB BB1217DU (pouzdro délky  $L_{LK5} = 17 \text{ mm}$  viz OBR. 4.4)

Dle [12; str. 8] je pro materiál ložiska hodnota dovoleného měrného tlaku  $p_{DL} = 250 \text{ MPa}$

Síly působící v kole 5 budou na osu přenášeny pouze po šířce  $b_5$  samotného kola 5, proto tlak v ložisku určím jako:

$$p_{K5} = \frac{\sqrt{F_{t5}^2 + F_{r5}^2}}{b_5 \cdot D_o} = \frac{\sqrt{458^2 + 167^2}}{8 \cdot 12} = 5,1 \text{ MPa} < p_{DL} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.13)$$



OBR. 4.4 – SCHEMA ROZMÍSTĚNÍ LOŽISEK NA PEVNÉ OSE

## 4.2 Návrh vstupního hřídele hřídele

Základem pro návrh hřídele je určení minimálního potřebného průměru nosné části hřídele, které jsem provedl dle doporučení v [7; str. 23] ze vztahu pro dovolené smykové namáhání.

Minimální potřebný průměr hřídele  $D_H$  bude:

$$\tau_{KH} = \frac{16 \cdot M_{II}}{\pi \cdot D_H^3} \leq \frac{\tau_{KHD}}{k_{tH}} \Rightarrow D_H \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{II} \cdot k_{tH}}{\pi \cdot \tau_{KHD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 22430 \cdot 1,8}{\pi \cdot 200}} = 10 \text{ mm} \quad (4.14)$$

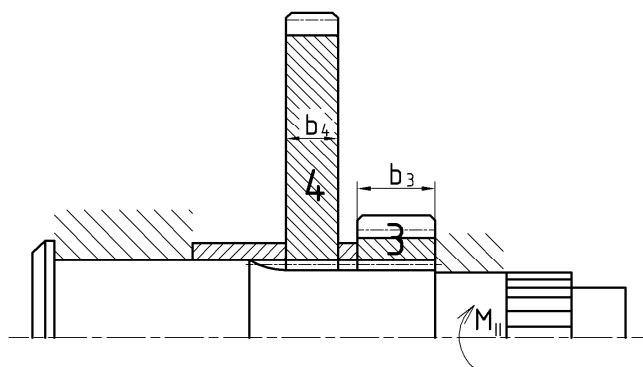
kde:  $k_{tH}$  ... je požadované bezpečnost k mezi kluzu v krutu – volím 1,8

$\tau_{KHD}$  ... je smluvní mez kluzu pro zvolený materiál hřídele 11 600 dle [7; str. 23]

Volím velikost nosného průměru hřídele  $D_H = 18 \text{ mm}$  a to z konstrukčních důvodů.

## Návrh a kontrola spojení hřídel s ozubenými koly 3 a 4

Pro spojení obou ozubených kol se vstupním hřídelem volím jemné drážkování dle ČSN 01 4933. Pro zjednodušení výroby ozubených kol volím jejich samostatné provedení s využitím distančního kroužku pro přesné usazení na hřídeli viz OBR. 4.5.

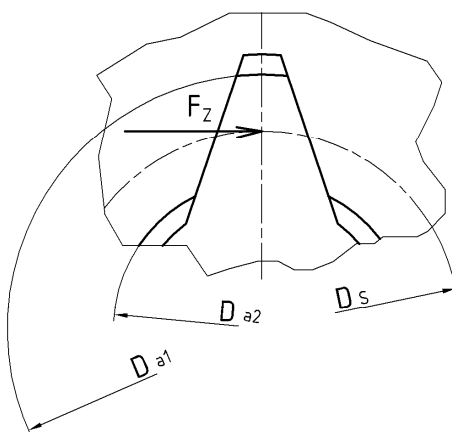


OBR. 4.5 – SCHÉMA ULOŽENÍ OZUBENÝCH KOL POMOCÍ DRÁŽKOVÁNÍ

Dle průměru hřídele  $D_H$  volím: **JEMNÉ DRÁŽKOVÁNÍ 17 ČSN 01 4933**.

$$\text{Střední průměr drážkování bude: } D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{17,2 + 14,9}{2} = 16,05 \text{ mm} \quad (4.15)$$

kde:  $D_{a1}, D_{a2} \dots$  jsou nosné průměry drážkování viz OBR. 4.6.; hodnoty dle [3; str. 25]



OBR. 4.6 – ROZMĚROVÉ SCHÉMA JEMNÉHO DRÁŽKOVÁNÍ

Za předpokladu současného záběru poloviny z celkového počtu zubů drážkování určím sílu na jeden zub v uložení kola 3 jako:

$$F_{z3} = \frac{2 \cdot M_{II}}{0,5 \cdot Z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 22430}{0,5 \cdot 32 \cdot 16,05} = 175 \text{ N} \quad (4.16)$$

kde:  $Z \dots$  je počet zubů drážkování; hodnota dle [3; str. 25]

V uložení kola 4 určím sílu na jeden zub z maximálního momentu brzdy při klesání jako:

$$F_{z4} = \frac{2 \cdot F_T \cdot R \cdot i}{0,5 \cdot Z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 27,6 \cdot 49 \cdot 4}{0,5 \cdot 32 \cdot 16,05} = 42,1 \text{ N} \quad (4.17)$$

kde:  $F_T$  je třecí síla na jedné brzdové čelisti viz vztah (3.22)

$R$  ... je poloměr bubnu brzdy

$i$  ... je počet čelistí brzdy

Měrný tlak na zubech v uložení kola 3 určím jako:

$$p_{z3} = \frac{F_{z3}}{0,5 \cdot (D_{a1} - D_{a2}) \cdot b_3} = \frac{175}{0,5 \cdot (17,2 - 14,9) \cdot 12} = 12,7 \text{ MPa} < p_{zD} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.18)$$

kde:  $p_{zD} = 125 \text{ MPa}$  ... je dovolený tlak na zub dle [3; str.8]

$b_3$  ... je šířka kola 3 viz OBR. 4.5

Měrný tlak na zubech kola 4 určím jako:

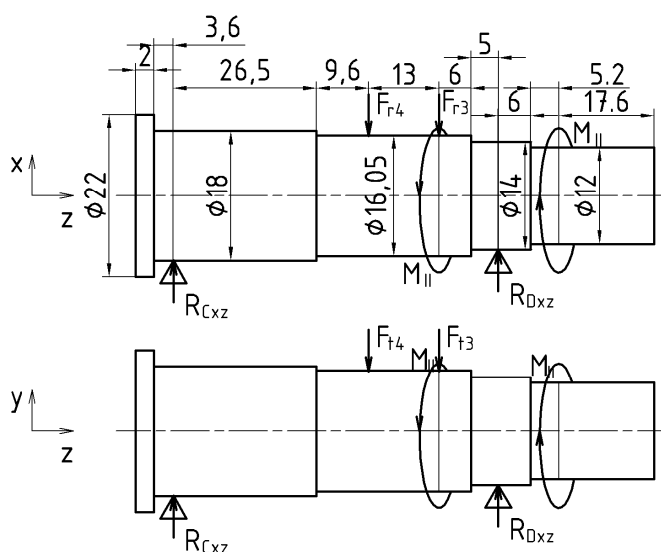
$$p_{z4} = \frac{F_{z5}}{0,5 \cdot (D_{a1} - D_{a2}) \cdot b_4} = \frac{42,1}{0,5 \cdot (17,2 - 14,9) \cdot 12} = 3 \text{ MPa} < p_{zD} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.19)$$

$b_4$  ... je šířka kola 4 viz OBR. 4.5

Uložení ozubených kol 3 a 4 by bylo možné řešit také pomocí nalisování, či lepením, což by bylo patrně nejlevnější řešení. Pro zachování jednoduchého způsobu montáže a rozebíratelnosti pro případný servisní zásah, jsem nakonec zvolil jemné drážkování.

### Pevnostní kontrola navrženého hřídele

Hřídel je dále odstupňován podle požadavků konstrukce (umístění kluzných pouzder, ozubení rohatky) a pro kontrolní výpočet je nahrazen zjednodušeným výpočtovým modelem ve dvou na sebe kolmých rovinách viz OBR. 4.7, který vyplývá z prostorového silového schématu na OBR. 2.2.



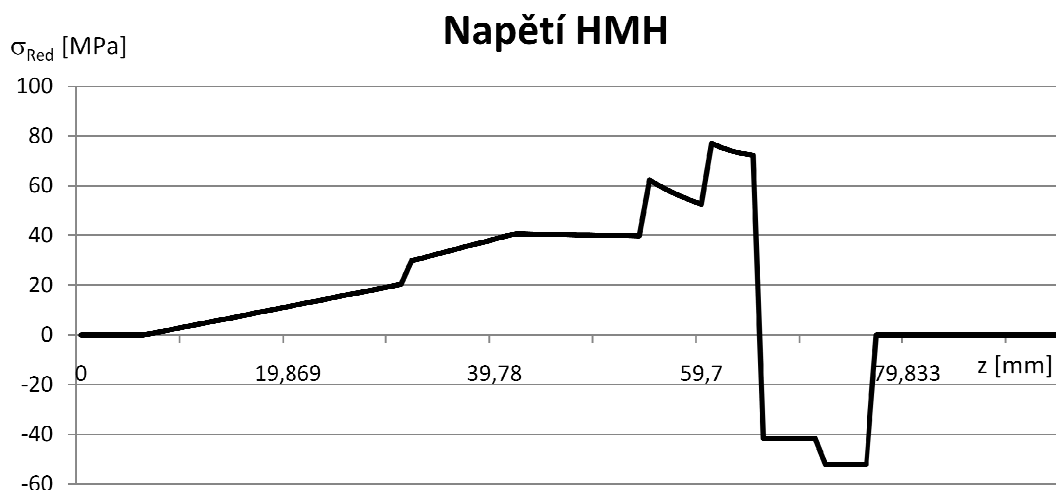
OBR. 4.7 – SCHÉMA VÝPOČTOVÉHO MODELU HŘÍDELE

Obvodové síly ozubených kol  $F_{t3}$  a  $F_{t4}$  již byly dříve stanoveny v bodě 2.1.

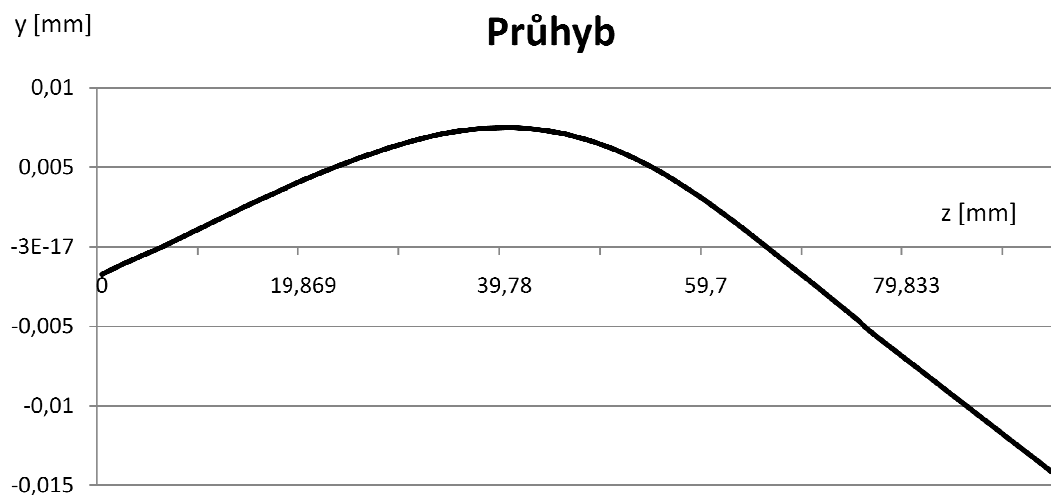
$$\text{Radiální síly určím jako: } F_{r3} = F_{r2} = 491 \text{ N} \quad (4.20)$$

$$F_{r4} = F_{r5} = 167 \text{ N} \quad (4.21)$$

Ke zjištění celkového průběhu redukovaného napětí a průhybu hřídele jsem použil program „Hridel“. Výsledky tohoto výpočtu jsou znázorněny na OBR. 4.8 a OBR. 4.9.



OBR. 4.8 – PRŮBĚH REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ NA HŘÍDELI



OBR. 4.9 – PRŮHYBOVÁ ČÁRA HŘÍDELE

Z výsledků výpočtu vyplývá maximální hodnota redukovaného napětí na hřídeli  $\sigma_{RedH} = 77,1 \text{ MPa}$  a to v místě tvarového přechodu - drážkování zde navazuje na plochu uloženou v kluzném pouzdru (viz schéma hřídele na obr. 4.5).

Kontrolu hřídele provedu určením bezpečnosti k mezi kluzu:

$$k_{sH} = \frac{R_{eH}}{\sigma_{RedH}} = \frac{300}{77,1} = 3,9 \Rightarrow \text{hřídel pevnostně vyhovuje} \quad (4.22)$$

### Kontrola naklopení hřídele v místě ozubených kol

Velikost maximálního naklopení hřídele určím obdobně jako u pevné osy v bodě 4.1. Z průběhu průhybové čáry je patrné že ke většímu naklopení hřídele dochází v místě kola 3. Proto pro jsem pro zjištění naklopení použil místo na hřídele odpovídající střední rovině kola 3. Pro toto místo lze z hodnot průhybu zjištěných SW výpočtem, určit naklopení jako tangentu úhlu  $\varphi_{K3}$ , viz OBR. 4.3.

$$\varphi_{K3} = \arctg \frac{y_1 - y_2}{|X_1, X_2|} = \arctg \frac{0,002428 - 0,001964}{1} = 0,0266^\circ = 1,6' \quad (4.23)$$

kde:  $y_1$  ... je průhyb v místě  $x_1$  zjištěný SW výpočtem  
 $y_2$  ... průhyb v místě  $x_2$  zjištěný SW výpočtem  
 $|X_1, X_2|$  ... je vzdálenost mezi těmito body

Dle [7; str.21 ] je dovolená hodnota naklopení hřídele v místě uložení ozubeného kola  $4' \div 6'$ , zjištěné maximální naklopení je tedy přípustné.

### Návrh a kontrola kluzných ložisek hřídele

Pro návrh ložisek je potřeba určit reakce  $R_B$  a  $R_D$  v uložení hřídele viz OBR. 4.7.

Složky reakcí určím z rovnic rovnováhy sil a momentů v jednotlivých zátěžných rovinách xz a yz (délky ramen momentů viz OBR. 4.7):

$$\begin{aligned} F_{r4} \cdot (26,5 + 9,6) + F_{r3} \cdot (26,5 + 9,6 + 13) - R_{Dxz} \cdot (26,5 + 9,6 + 13 + 6 + 5) &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow R_{Dxz} &= \frac{F_{r4} \cdot (26,5 + 9,6) + F_{r3} \cdot (26,5 + 9,6 + 13)}{26,5 + 9,6 + 13 + 6 + 5} \\ &= R_{Dxz} = \frac{167 \cdot (26,5 + 9,6) + 491 \cdot (26,5 + 9,6 + 13)}{26,5 + 9,6 + 13 + 6 + 5} = 501 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$R_{Cxz} + R_{Dxz} - F_{r4} - F_{r3} = 0 \Rightarrow R_{Cxz} = F_{r4} + F_{r3} - R_{Dxz} = 167 + 491 - 501 = 157 \text{ N} \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} F_{t4} \cdot (26,5 + 9,6) + F_{t3} \cdot (26,5 + 9,6 + 13) - R_{Dyz} \cdot (26,5 + 9,6 + 13 + 6 + 5) &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow R_{Dyz} &= \frac{F_{t4} \cdot (26,5 + 9,6) + F_{t3} \cdot (26,5 + 9,6 + 13)}{26,5 + 9,6 + 13 + 6 + 5} \\ R_{Dyz} &= \frac{458 \cdot (26,5 + 9,6) + 1349 \cdot (26,5 + 9,6 + 13)}{26,5 + 9,6 + 13 + 6 + 5} = 1377 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.26)$$

$$R_{Cyz} + R_{Dyz} - F_{t4} - F_{t3} = 0 \Rightarrow R_{Cyz} = F_{t4} + F_{t3} - R_{Dyz} = 458 + 1349 - 1377 = 430 \text{ N} \quad (4.27)$$

Celkové reakce v prostoru určím z Pythagorovy věty jako:

$$R_C = \sqrt{R_{Cxz}^2 + R_{Cyz}^2} = \sqrt{157^2 + 430^2} = 458 \text{ N} \quad (4.28)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dxz}^2 + R_{Dyz}^2} = \sqrt{501^2 + 1377^2} = 1465 \text{ N} \quad (4.29)$$

Pro uložení hřídele ve svařovaném rámu volím dle katalogu výrobce [11; str.39] ložiska:

Pouzdro GGB 1810DU (pouzdro délky  $L_{LC} = 10 \text{ mm}$  viz OBR. 4.10)

Pouzdro GGB BB1412DU (pouzdro délky  $L_{LD} = 12 \text{ mm}$  viz OBR. 4.10)

Dle [12; str. 8] je pro materiál ložisek hodnota dovoleného měrného tlaku  $p_{DL} = 250 \text{ MPa}$

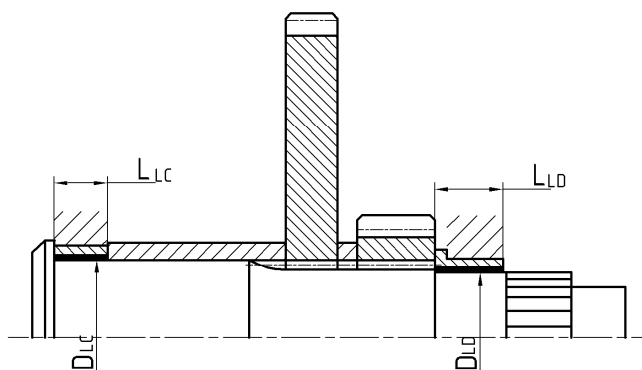
Tlak v ložiscích určím jako:

$$p_C = \frac{R_C}{D_{LC} \cdot L_{LC}} = \frac{458}{18 \cdot 10} = 2,5 \text{ MPa} < p_{DL} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.30)$$

$$p_D = \frac{R_D}{D_{LD} \cdot L_{LD}} = \frac{1465}{14 \cdot 12} = 8,7 \text{ MPa} < p_{DL} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.31)$$

kde:  $D_{LC}, L_{LC}$  ... jsou rozměry ložiska hřídele v místě C

$D_{LD}, L_{LD}$  ... jsou rozměry ložiska hřídele v místě D viz OBR. 4.10

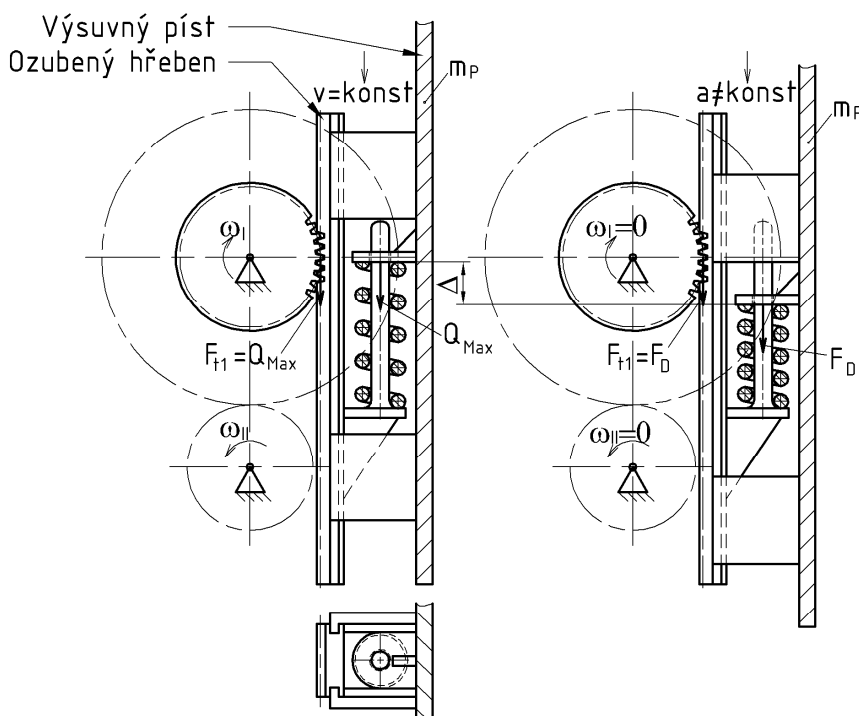


OBR. 4.10 – SCHÉMA ROZMÍSTĚNÍ LOŽISEK HŘÍDELE

### 4.3 Návrh pružného uložení ozubeného hřebene

Pro ovládání zvedání i klesání je použit mechanismem rohatky a dvou západek, jehož funkce byla popsána již v úvodu práce v bodě 1.1. Při provozu zařízení může nastat situace, kdy síla zachycovaná čepem západky 2 může vzrůst vlivem rázového

zatížení nad maximální uvažovaný statický účinek. K takovému stavu dojde ve chvíli, kdy obsluha uvolní maximálně vysunutý píst a v průběhu jeho klesání tento pohyb přeruší uvolněním páky do klidové polohy. Tím dojde k okamžitému zaklesnutí západky 2 viz OBR 1.3, která udržuje píst v aktuální poloze a vznikne tedy rázové zatížení čepu západky. Aby byl tento problém alespoň částečně kompenzován, je potřeba zajistit aby po zaklesnutí západky 2 mohlo dojít k postupnému zbrzdění nejvýznamnějších setrvačných hmot v systému – tedy především výsuvného pístu s osovou zátěží. Pro řešení tohoto jevu jsem zvolil použití pružného uložení ozubeného hřebene ve výsuvném pístu, viz OBR. 4.11), které zajistí, že po zaklesnutí západky nedojde k okamžitému zastavení klesajícího pístu, ale k jeho postupnému zbrzdění prostřednictvím stlačení válcové vinuté pružiny. Užitím tohoto řešení se výrazně sníží rázové zatížení na západce.



OBR. 4.11 – SCHÉMA PRUŽNÉHO ULOŽENÍ OZUBENÉHO HŘEBENE

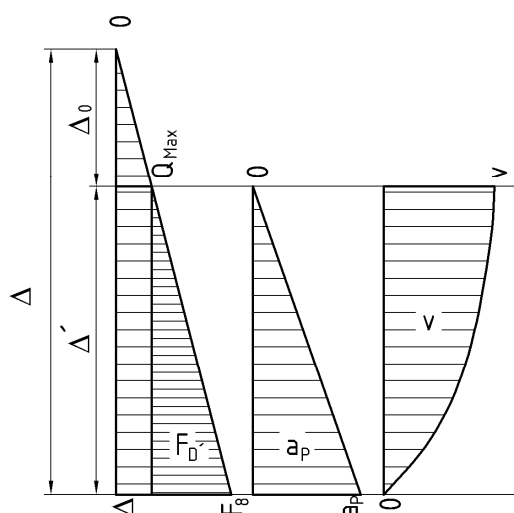
### Určení parametrů vinuté pružiny

Použití mechanismu s pružinou dle OBR. 4.11 způsobí, že po zatížení pístu v jakékoli poloze dojde ke klesnutí pístu (statickému stlačení pružiny) o hodnotu  $\Delta_0$ . Charakteristika tlumení vznikajícího rázu je dána základními parametry vinuté pružiny, použité k uložení hřebene v tělese pístu. Jestliže píst bude (při maximálním osovém zatížení) klesat konstantní rychlostí  $v = 0,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , což bylo prokázáno výpočtem viz graf na OBR. 3.5 a dojde-li při klesání k uvolnění páky a následnému zaklesnutí



západky, stlačí se vlivem setrvačného účinku pístu se zátěží pružina ještě navíc o vzdálenost  $\Delta - \Delta_0$  viz OBR. 4.12. Stlačováním pružiny dojde ke zpomalení pístu z rychlosti  $v$  na nulu s postupně se zvyšujícím zpomalením pístu  $a_p$  viz OBR. 4.12.

Aby bylo možné pružinu navrhnout, bylo potřeba nejprve stanovit maximální hodnotu zpomalení pístu  $a_p$ , tak, aby byl zajištěn komfortní bezrázový provoz z hlediska osoby sedící na křesle. K tomu jsem využil experimentální měření v laboratoři katedry 347. Pro zjištění přípustného zpomalení posloužilo měření průběhu této veličiny provedené na výškově nastavitelné kancelářské židli běžné konstrukce. Se snímačem zrychlení připevněným na sedáku židle byl proveden záznam zrychlení sedáku ve vertikálním směru při přerušení klesání židle se sedící osobu, která se nohama nedotýká podlahy, aby tak nedošlo k ovlivnění výsledků měření. Opakovanými pokusy bylo zjištěno že při zastavení židle při klesání, případně při jejím klesnutí až na doraz, se pohybuje hodnota zpomalení v intervalu 8 až 14  $m \cdot s^{-2}$ . Pro použití v řešeném mechanismu tedy bude, vzhledem k jeho účelu, možné dle výsledků měření považovat za přípustné hodnoty zpomalení  $a_p$  přibližně do hodnoty poloviny gravitačního zrychlení  $g$  tedy přibližně 5  $m \cdot s^{-2}$ .



OBR. 4.12 – PRŮBĚH RYCHLOSTI ZRYCHLENÍ A SÍLY V PRUŽINĚ PŘI ZPOMALENÍ

Při zpomalování pístu po okamžiku zaklesnutí západky bude píst nadále klesat nerovnoměrně zpomaleným pohybem. Toto zpomalování je dáno plynule se zvyšujícím přírůstkem direkční síly pružiny  $F_D$ , viz hustě šrafovaná část na OBR. 4.12. Vzhledem k tomu, že rychlost pístu je navíc neustále regulována pomocí odstředivé brzdy, uvažuji ve výpočtu s předpokladem, že zrychlení pístu již neovlivní gravitační zrychlení  $g$  – píst se tedy z hlediska výpočtu bude chovat jako hmotný bod o hmotnosti  $m_p$  zpomalující v horizontálním směru se zrychlením  $a_p$ . Pro tento uvažovaný stav uvádí OBR. 4.12. průběhy síly zatěžující pružinu ( $0 \div F_8$ ), zpomalení pístu ( $0 \div a_p$ ) a okamžitou rychlost pístu ( $v \div 0$ ). Aby po statickém zatížení sloupu nedošlo k přílišnému klesnutí pístu, volím tuhost pružiny  $k = 200000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ . Této tuhosti odpovídá klidové stlačení pružiny:

$$\Delta_0 = \frac{Q_{Max}}{k} = \frac{2500}{200000} = 0,0125 \text{ m} \cong 12,5 \text{ mm} \quad (4.32)$$

### Určení maximální hodnoty zpomalení a celkové velikosti stlačení zvolené pružiny

Přírůstek síly způsobující zpomalování lze zapsat jako:

$$F_{D'} = k \cdot \Delta' \quad (4.33)$$

$$\text{Hmotnost pístu včetně zátěže určím jako: } m_p = \frac{Q_{Max}}{g} = \frac{2500}{9,81} = 255 \text{ kg} \quad (4.34)$$

$$\text{Okamžité zpomalení pístu mohu určit jako: } a_p = \frac{F_{D'}}{m_p} \quad (4.35)$$

Dosazením vztahů (4.33) a (4.34) do rovnice (4.35) jsem získal následující pohybovou rovnici:

$$v \cdot \frac{dv}{d\Delta'} = \frac{k \cdot \Delta'}{m_p} \quad (4.36)$$

Následnou úpravou a dosazením integračních mezí plynoucích z OBR. 4.12 jsem získal výslednou diferenciální rovnici popisující zpomalený pohyb pístu:

$$\int_v^0 v \cdot dv = \frac{k}{m_p} \cdot \int_0^{\Delta'} \Delta' \cdot d\Delta' \quad (4.37)$$

Řešením rovnice 4.31 a následnou úpravou jsem získal vztah pro celkový přírůstek deformace pružiny  $\Delta$  potřebný pro úplné tlumené zastavení pístu z rychlosti  $v$ :

$$\Delta' = \sqrt{-v^2 \cdot \frac{m_p}{k}} = \sqrt{-0,099^2 \cdot \frac{255}{200000}} = 0,0035 \text{ m} \cong 3,5 \text{ mm} \quad (4.38)$$

$$\text{Celkové stlačení pružiny potom bude: } \Delta = \Delta_0 + \Delta' = 12,5 + 3,5 = 16 \text{ mm} \quad (4.39)$$

K ověření maximálního zpomalení dosadím do rovnice (4.35). Maximální zpomalení nastane dle OBR. 4.12 při maximálním stlačení  $\Delta'$ , zpomalení pístu v tento okamžik tedy bude:

$$a_p = \frac{k \cdot \Delta'}{m_p} = -\frac{200000 \cdot 0,0035}{255} = 2,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.40)$$

Výsledné maximální zrychlení je menší než reálné zrychlení změřené experimentálně, tuhost pružiny je tedy vyhovující.

### Určení geometrických rozměrů pružiny

Vzhledem k velikosti volného vnitřního prostoru pístu pro umístění pružiny není možné použít konstrukční uspořádání dle OBR. 4.11. Volím proto mírně pozměněné uspořádání s pružinou umístěnou nad ozubeným hřebenem viz OBR. 4.13, příp. příloha B - výkres sestavení. Střední průměr pružin volím  $D_s = 28 \text{ mm}$ .

Průměr drátu pružin určím dle [9; str. 221] jako:

$$d_d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D_s \cdot K_p}{\pi \cdot \tau_{Dd}}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{3200 \cdot 28,5 \cdot 1,4}{\pi \cdot 1032}} = 6,8 \Rightarrow \text{Volím } d_d = 7,1 \text{ mm} \quad (4.41)$$

průměr drátu je zvolen z normalizované řady dle [8; str. 427]

$$\text{kde: } F_8 = k \cdot \Delta = 200000 \cdot 0,016 = 3200 \text{ N} \quad (4.42)$$

... je max. síla vyvinutá pružinou

$$K_p = \frac{\frac{D_s}{d_d} + 0,2}{\frac{D_s}{d_d} - 1} = \frac{\frac{28,5}{7,1} + 0,2}{\frac{28,5}{7,1} - 1} = 1,4 \dots \text{je korekční souč. napětí v krutu} \quad (4.43)$$

$$\tau_{Dd} = 0,6 \cdot \sigma_{pt} = 0,6 \cdot 1720 = 1032 \text{ MPa dle [6; str. 277]} \quad (4.44)$$

... je dovolené napětí ve smyku pro drát průměru 7,1 mm ze zušlechtné oceli 14 260 s pevností v tahu  $\sigma_{pt} = 1720 \text{ MPa}$  dle [4; str. 609]

Počet činných závitů pružiny určím dle [10; str. 69] jako:

$$n_c = \frac{G \cdot \Delta \cdot d_d^4}{8 \cdot F_8 \cdot D_s^3} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 16 \cdot 7,1^4}{8 \cdot 3200 \cdot 28,5^3} = 5,39 \Rightarrow \text{Volím } n_c = 5,5 \quad (4.45)$$

kde: G ... je modul pružnosti ve smyku dle [4; str. 612]

Volím pružinu s 5,5 činnými závity a s jedním závěrným závitem na každém konci

$$\text{Celkový počet závitů bude tedy: } n_z = n_c + 2 = 5,5 + 2 = 7,5 \quad (4.46)$$

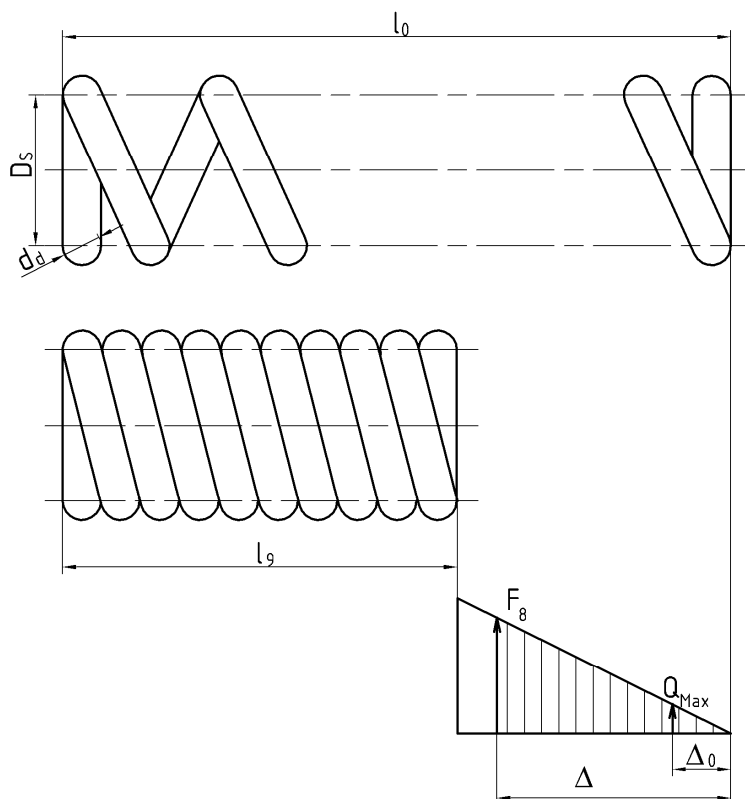
$$\text{Minimální vůle mezi závity při stlačení: } V_{Min} = 0,1 \cdot d_d = 0,1 \cdot 7,1 = 0,71 \text{ mm} \quad (4.47)$$

$$\text{Mezní délka pružiny při stlačení: } l_g = n_z \cdot d_d = 7,5 \cdot 7,1 = 53,25 \text{ mm} \quad (4.48)$$

Volná délka pružiny bude:

$$l_0 = \Delta + l_g + (n_z - 1) \cdot V_{Min} = 16 + 53,25 + (7,5 - 1) \cdot 0,71 = 73,87 \text{ mm} \quad (4.49)$$

Všechny charakteristické parametry pružiny uváděné ve výpočtech výše jsou uvedeny na OBR. 4.13, který zobrazuje pracovní diagram navržené pružiny pracující v páru v paralelním uspořádání.



OBR. 4.13 – PRACOVNÍ DIAGRAM PRUŽINY

Vzhledem k tomu, že ke vzniku rázu dojde i při dojezdu pístu na dno, použil jsem k eliminaci tohoto rázu rovněž pružinu. Jelikož mechanismus spouštění sloupu udržuje po celou dobu klesání konstantní rychlost, bude i rázové namáhání vznikající po dosednutí na dno stejné, jako při zastavení v průběhu klesání – použiji pružinu se stejným zdvihem a tuhostí. Pružinu tlumící dojezd na dno jsem z důvodu nedostatku prostoru ve spodní části sloupu nahradil obdobným řešením využívajícím čtyři menší identické pružiny o čtvrtinové tuhosti a stejném zdvihu jako pružina použitá u hřebenu. Pružiny jsou umístěné v rozích sloupu, tak, aby se vznikající silové reakce symetricky rozdělily v průřezu sloupu viz OBR. 4.13.

Výpočet geometrických rozměrů pružin tlumících dojezd sloupu na dno je analogický jako v předchozím případě. Jednotlivé parametry se určí ze vztahů (4.41) až (4.48), níže uvádím již jen výsledné hodnoty odpovídající pružině se čtvrtinovou tuhostí tedy  $k = 50000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ .

$$d_d = 3,15 \text{ mm}$$

$$F_8 = 800 \text{ N}$$

$$K_p = 1,4$$

$$\tau_{Dd} = 1146 \text{ MPa} \dots \text{je dovolené napětí ve smyku pro drát průměru } 3,15 \text{ mm ze}$$

zušlechtnuté oceli 14 260 s pevností v tahu  $\sigma_{pt} = 1910 \text{ MPa}$  dle [4; str. 609]

$$n_{\zeta} = 10$$

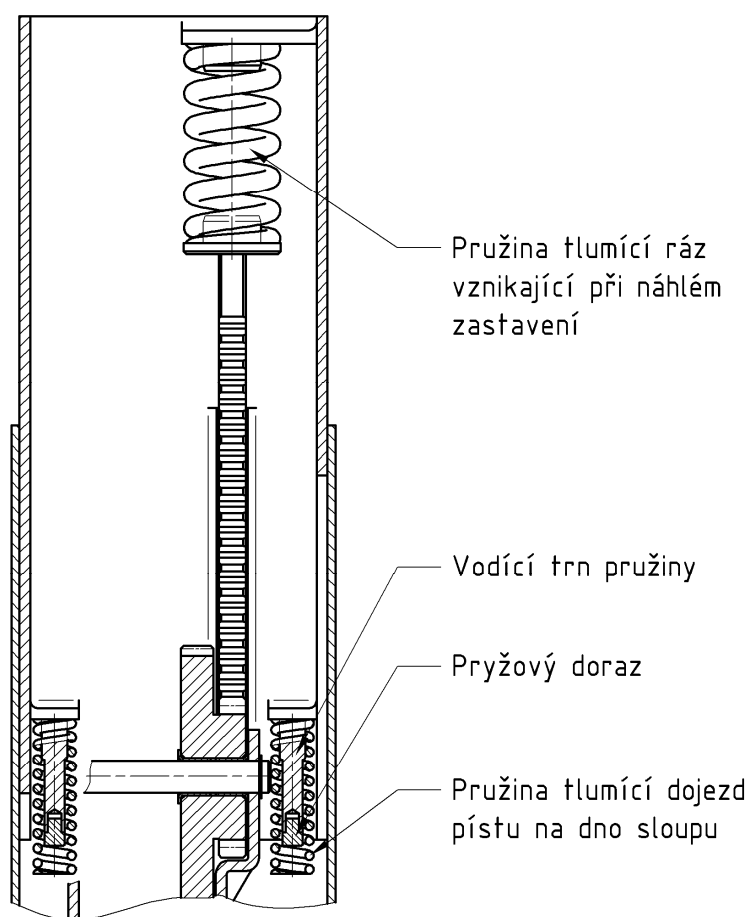
$$n_z = 12$$

$$V_{Min} = 0,32 \text{ mm}$$

$$l_9 = 37,8 \text{ mm}$$

$$l_0 = 57,27 \text{ mm}$$

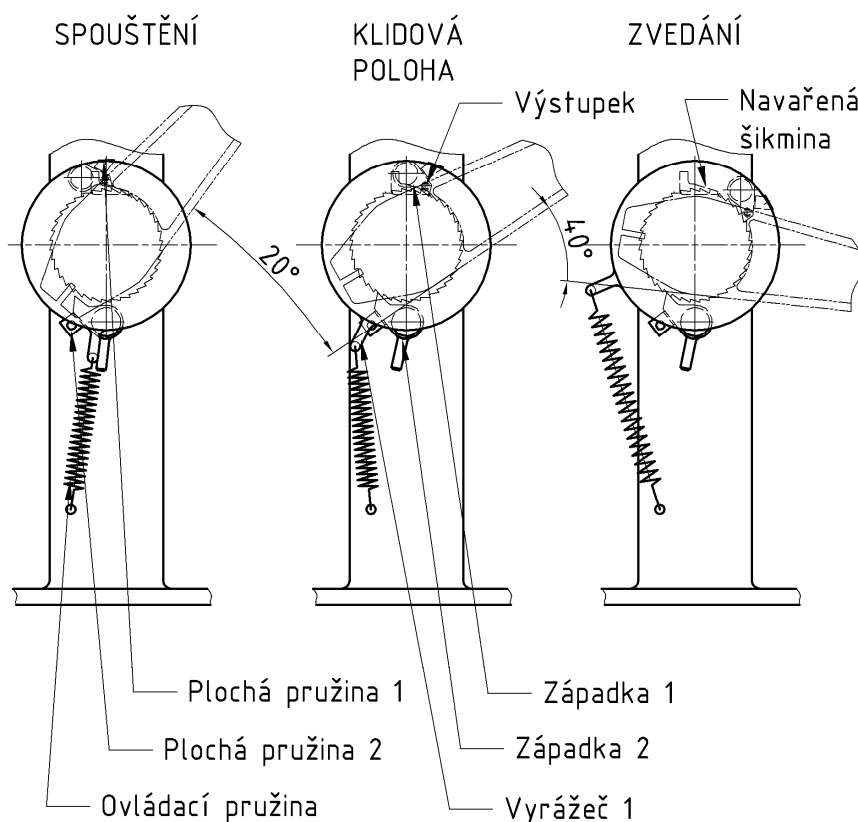
Všechny čtyři pružiny budou uchyceny ve vnitřním prostoru pístu (v jeho rozích) a v nezátíženém stavu budou vyčnívat o délku  $D_0$  – tedy o 12,5 mm pod spodní okraj pístu. Po dojetí pístu na dno sloupu dojde k postupnému zastavení pístu vlivem jejich stlačení. Koncový doraz je ještě pojištěn použitím jednoduchých pryžových nástavců, viz OBR. 4.14.



OBR. 4.14 – SCHÉMA ROZMÍSTĚNÍ PRUŽIN TLUMÍCÍCH RÁZY

#### 4.4 Návrh mechanismu rohatky

Funkce mechanismu rohatky a dvou západek je patrná z OBR. 4.15. V klidové poloze páky, kdy je ovládací pružina nepřetáhnuta, aretuje západka 2 rotaci hřídele ve směru klesání. Při sešlápnutí páky západka 2 přeskakuje přes ozuby a po uvolnění páky opět zachytí hřídel v aktuální pozici. Při nadzdvihnutí páky dojde k vyklonění obou západek (západka 2 je vykloněna po kontaktu s vyrážecem umístěným na unašeci; západka 1 svým výstupkem při nadzdvihnutí páky klouže po šikmině navržené na rámu) a následně ke klesání pístu rychlostí samočinně regulovanou pomocí odstředivé brzdy. Po uvolnění páky zpět do výchozí polohy dojde ke zpětnému zaklesnutí západek prostřednictvím plochých pružin 1 a 2, vznikající ráz je absorbován pružinou viz bod 4.3.

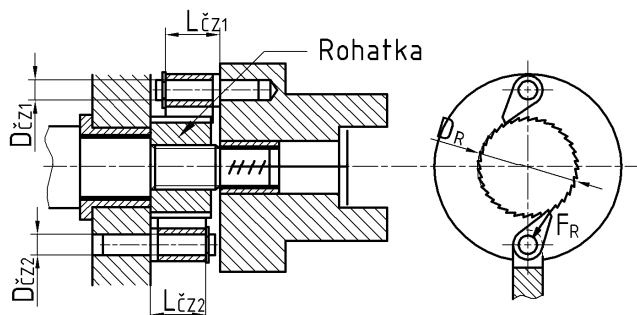


OBR. 4.15 – SCHÉMA FUNKCE ZÁPADEK

#### Určení zátěžné síly čepu západky

Aby došlo ke snížení výsledné zatěžující síly, zvolil jsem řešení s rohatkou většího průměru  $D_R$ , která se ke hřídeli připevní pomocí závitů viz OBR.4.16. Povolování závitů je zabráněno směrem zátěžného momentu, který rohatku při zvedání utahuje na hřídeli. Sílu zatěžující čep západky 1 určím ze známého momentu na hřídeli při zvedání největší uvažované zátěže přibližně jako:

$$F_{z1} = \frac{2 \cdot M_{II}}{D_R} = \frac{2 \cdot 22,43}{0,035} = 1282 \text{ N} \quad (4.50)$$



OBR. 4.16 – SCHÉMA ZÁPADEK

### Určení minimálního průměru čepu západky 1

Návrh minimálního průměru čepu západky provedu z pevnostní podmínky pro ohyb:

$$\sigma_{oz1} = \frac{F_{z1} \cdot 0,5 \cdot L_{čz1}}{0,1 \cdot D_{čz1}^3} \leq \sigma_{DOZ} \Rightarrow D_{čz1} \geq \sqrt[3]{\frac{F_{z1} \cdot 0,5 \cdot L_{čz1}}{0,1 \cdot \sigma_{DOZ}}} = \sqrt[3]{\frac{1282 \cdot 0,5 \cdot 8}{0,1 \cdot 220}} = 6,2 \text{ mm} \quad (4.51)$$

Volím průměr čepu západky 1  $D_{čz1} = 7 \text{ mm}$

Západka 2 je oproti západce 1 zatěžována větší silou, která vzniká při náhlém přerušení klesání. Její velikost je dána maximální velikostí direkční síly pružiny  $F_D$  určené v předchozím bodě. Sílu zatěžující západku 2 tedy určím jako:

$$F_{z2} = \frac{2 \cdot M_{IIz}}{D_R}; \text{ kde } M_{IIz} \dots \text{ je velikost momentu } M_{II} \text{ při náhlém zastavení klesání} \quad (4.52)$$

$$\text{Tento moment určím jako: } M_{IIz} = F_D \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{d_3}{d_2} \quad (4.53)$$

$$\text{Direkční síla pružiny bude: } F_D = k \cdot \Delta \quad (4.54)$$

Po dosazení vztahu (4.53) získám výsledný moment:

$$M_{IIz} = k \cdot \Delta \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{d_3}{d_2} =$$

$$M_{IIz} = 200 \cdot 16 \cdot \frac{0,051}{2} \cdot \frac{0,03325}{0,0945} = 29 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.55)$$

Dosazením výsledku do vztahu 4.51 získám hledanou velikost zátěžné síly:

$$F_{z2} = \frac{2 \cdot M_{IIz}}{D_R} = \frac{2 \cdot 29}{0,035} = 1657 \text{ N} \quad (4.56)$$

Minimální průměr čepu západky 2 pak bude:

$$\sigma_{oz2} = \frac{F_{z2} \cdot 0,5 \cdot L_{cz2}}{0,1 \cdot D_{cz2}^3} \leq \sigma_{doz} \Rightarrow D_{cz2} \geq \sqrt[3]{\frac{F_{z2} \cdot 0,5 \cdot L_{cz2}}{0,1 \cdot \sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{1657 \cdot 0,5 \cdot 8}{0,1 \cdot 160}} = 7,5 \text{ mm} \quad (4.57)$$

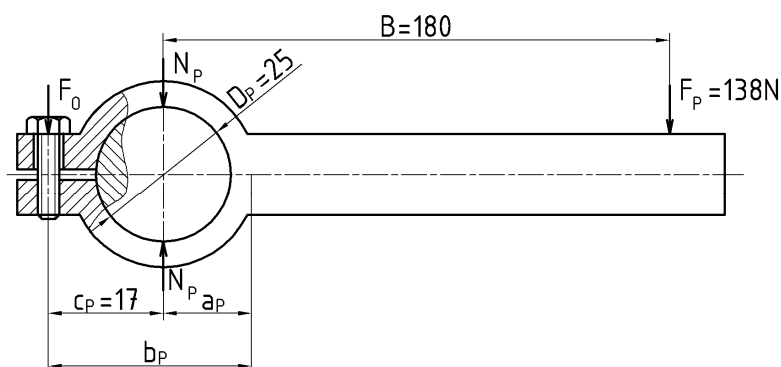
kde:  $\sigma_{doz}$  ... je dovolené napětí v ohybu pro zvolený materiál čepů 11 700 dle [4; str. 52]

$L_{cz1}$ ,  $L_{cz2}$ ,  $D_{cz1}$ ,  $D_{cz2}$  ... jsou rozměry čepů západek viz OBR. 4.14

Za účelem zvýšení bezpečnosti volím průměr čepu západky 2  $D_{cz2} = 9 \text{ mm}$

#### 4.5 Návrh upevnění ovládací páky

K upevnění ovládací páky k unašeči západek jsem zvolil jako nevhodnější řešení jednoduchý jednostranně rozříznutý svěrný spoj utahovaný jedním šroubem. Toto řešení bude výrobně nenáročné, levné a umožní jednoduchou montáž. Výhodou je také možnost velmi jednoduše nastavit ideální výchozí polohu ovládací páky. Výpočtové schéma svěrného spojení uvádím na OBR. 4.17. Výpočet je proveden dle doporučení v [6; str. 74].



OBR. 4.17 – SCHÉMA SVĚRNÉHO SPOJE OVLÁDACÍ PÁKY

#### Určení potřebné osové síly stahovacího šroubu

Normálovou sílu v náboji páky  $N_p$  určím z rovnováhy momentů:

$$N_p \cdot f_p' \cdot D_p = k_M \cdot F_p \cdot B \quad (4.58)$$

kde  $f_p' = f_p \cdot \frac{\pi}{2}$  ... je součinitel smykového tření na válcové ploše náboje páky (4.59)



$f_p = 0,15...$  je odhadovaná velikost součinitele smykového tření mezi materiály svěřného spojení (ocel/litina)

$k_M = 1,4 ....$  je součinitel vyjadřující 40% bezpečnost přenosu kr. momentu

Dosazením vztahu (4.58) do rovnice (4.57) a následnou úpravou jsem získal velikost normálové síly:

$$N_p = \frac{2 \cdot k_M \cdot F_p \cdot B}{f_p \cdot \pi \cdot D_p} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 138 \cdot 180}{0,15 \cdot \pi \cdot 25} = 5904 \text{ N}$$

Dle doporučení [6; str. 74] volím poměr rozměrů:  $\frac{a_p}{b_p} = 0,45$  (4.60)

Rozměr  $c_p$  je zvolen 17 mm a lze jej dle OBR. 4.17 psát jako  $c_p = b_p - a_p$  (4.61)

Vyjádřením rozměru  $a_p$  z (4.59), dosazením do (4.60) a následnou úpravou jsem určil velikost rozměru  $b_p$ :

$$b_p = \frac{c_p}{1 - 0,45} = \frac{17}{1 - 0,45} = 30,9 \text{ mm} \quad (4.62)$$

Rozměr  $a_p$  dopočtu z (4.59):  $a_p = 0,45 \cdot b_p = 0,45 \cdot 30,9 = 13,9 \text{ mm}$  (4.63)

Osovou sílu ve šroubu určím z rovnovážné rovnice:

$$F_o \cdot b_p = N_p \cdot a_p \quad (4.64)$$

Velikost osově síly tedy bude po vyjádření z (4.63):

$$F_o = \frac{N_p \cdot a_p}{b_p} = \frac{5904 \cdot 13,9}{30,9} = 2656 \text{ N} \quad (4.65)$$

### Určení potřebné velikosti šroubu

Velikost šroubu určím dle potřebné velikosti průřezu jádra šroubu:

$$S_\xi = \frac{F_o}{\sigma_{D\xi}} = \frac{2656}{384} = 6,9 \text{ mm}^2 \quad (4.66)$$

kde  $\sigma_{D\xi} ...$  je dovolené napětí v tahu pro šroub

Pro šroub volím materiál s třídou pevnosti 8.8. Pro tento materiál je dle [10; str.15] mez kluzu v tahu  $R_{e\xi} = 640 \text{ MPa}$ .

Dovolené napětí v tahu určím dle doporučení v [10; str.18] jako:

$$\sigma_{D\xi} = 0,6 \cdot R_{e\xi} = 0,6 \cdot 640 = 384 \text{ MPa} \quad (4.67)$$

Z vypočteného průřezu šroubu jsem dle [9; str.151] zvolil šroub se závitem M4.

**Kontrola tlaku ve svěrném spoji**

$$\text{Tlak určím jako: } p_p = \frac{N_p}{D_p \cdot l_p} = \frac{5904}{25 \cdot 16,5} = 14,3 \text{ MPa} \quad (4.68)$$

kde  $l_p$  ... je délka náboje svěrného spojení plynoucí z rozměrů konstrukce

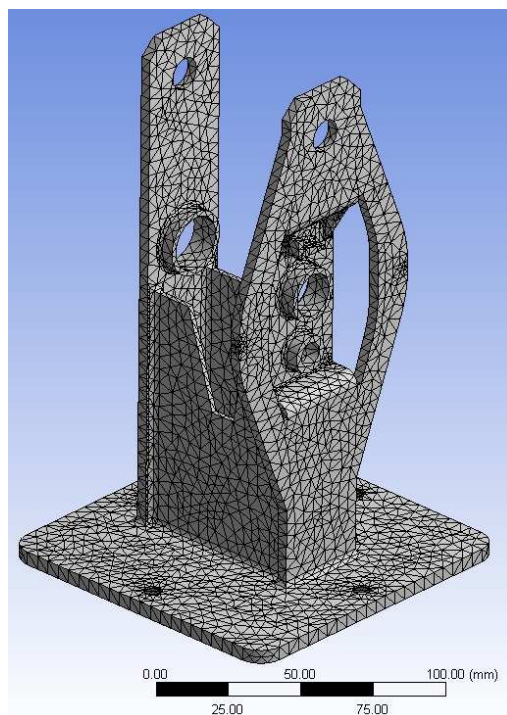
Dovolený tlak pro materiály spoje je dle [6; str. 75] 15 MPa. Navržený spoj tedy pevnostně vyhovuje.

## 5. Kontrola navržené konstrukce metodou konečných prvků

Všechny nezbytné části vnitřního mechanismu jsem v kapitole č. 4 pevnostně zkontroloval na základě analytických metod pružnosti a pevnosti. Samotný rám, ve kterém jsou tyto součásti upevněny a dále také plášť sloupu spolu s výsuvným pístem, jsou tvarově poněkud složitější a jejich analytický pevnostní výpočet by byl velmi obtížný a nepříliš věrohodný. Z tohoto důvodu jsem provedl u těchto součástí zařízení orientační pevnostní analýzu metodou konečných prvků s využitím softwaru *ANSYS Workbench 11*. V tomto výpočtu jsem se zaměřil na zjištění rozložení redukovaného napětí a celkových deformací na jednotlivých tělesech.

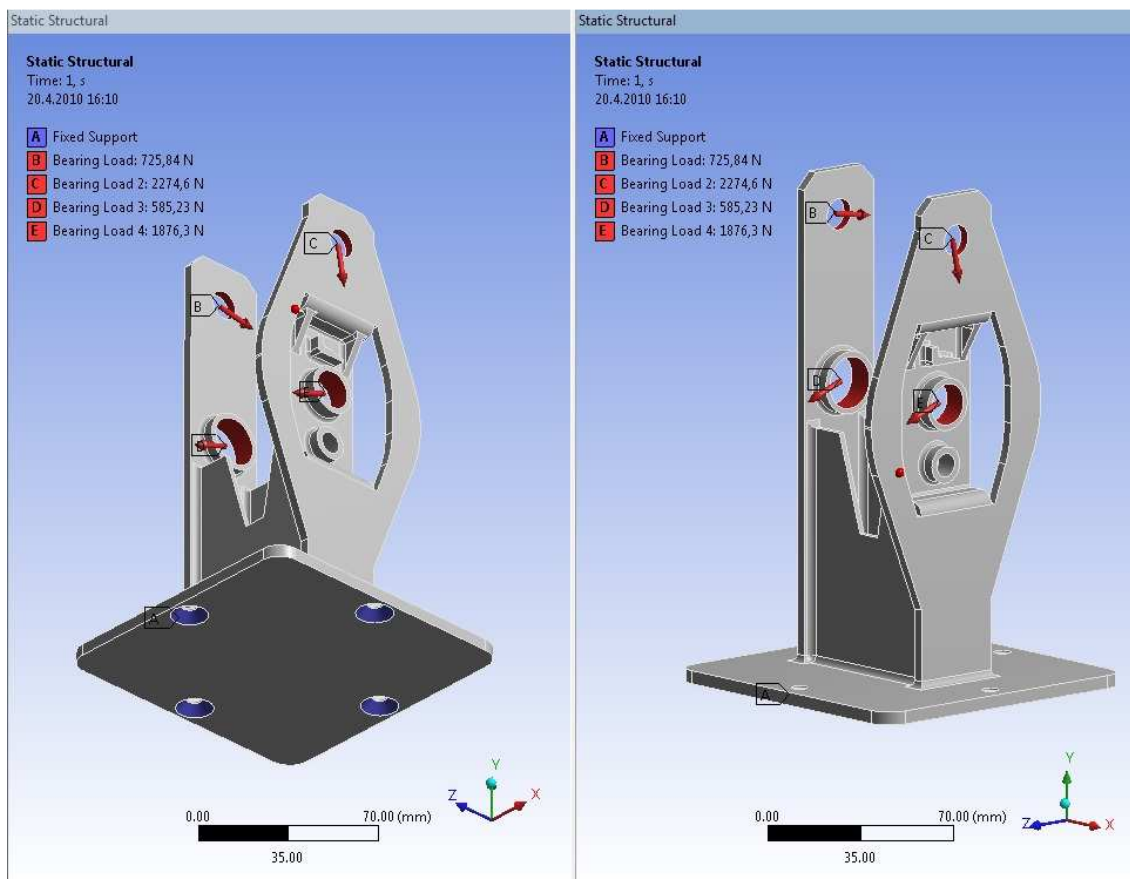
### 5.1 MKP analýza rámu zařízení

Rám zařízení jsem navrhl jako svařenec několika jednoduchých samostatných dílů z plechů do tloušťky 4 mm. Výpočtový model je vytvořen jako jedna součást, svary jsou simulovány přidáním zaoblení do příslušných míst viz OBR. 5.1. Zatížení modelu odpovídá silám, které jsou rámem zachycovány v okamžiku náhlého zastavení při klesání pístu a maximální osovou zátěží, kdy vznikne rázové zatížení viz bod 4.3.



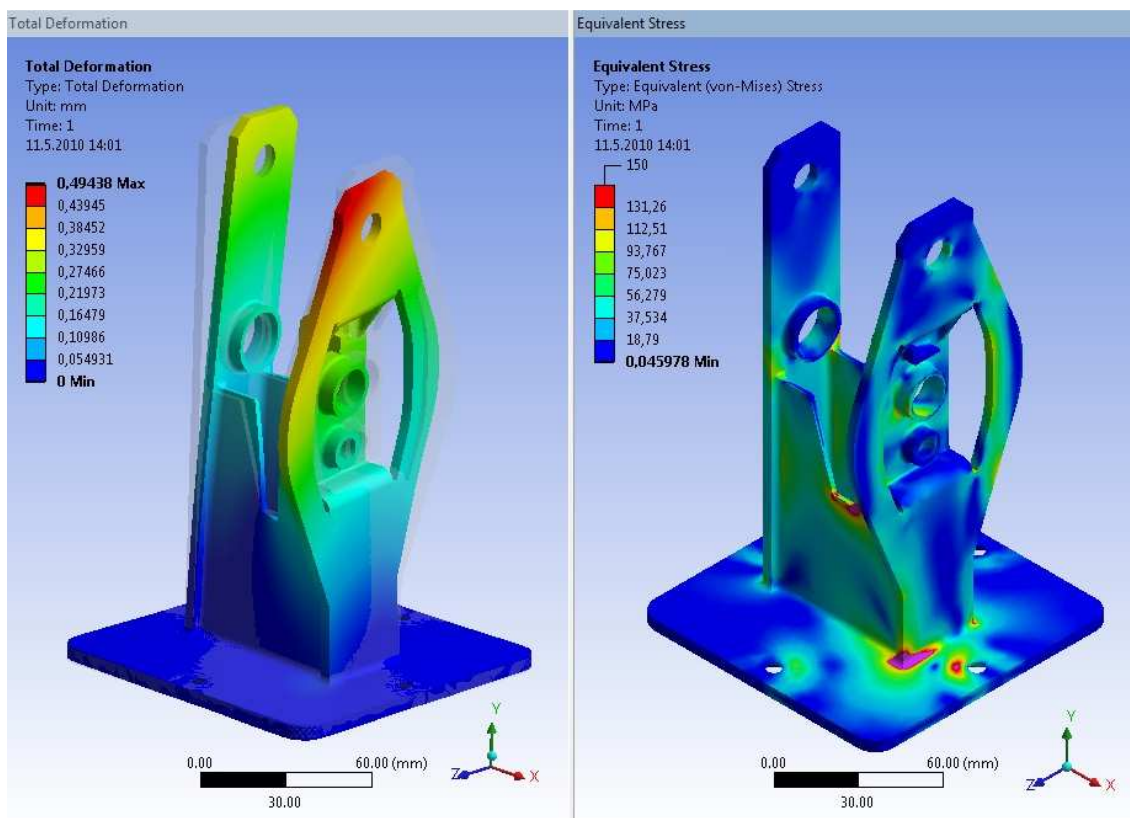
OBR. 5.1 – MODEL RÁMU Z KONEČNÝCH PRVKŮ

Podporami jsou na modelu čtyři dosedací kuželové plochy pro zápusťné šrouby. Zvolil jsem zde pevnou vazbu bez jakékoliv možnosti posuvu. Zatížení modelu reakčními silami jsem realizoval prostřednictvím zátěže typu „Bearing Load“ – jde o simulaci uložení s vůlí či ložiska, viz OBR. 5.2.



OBR. 5.2 – OKRAJOVÉ PODMÍNKY MODELU RÁMU

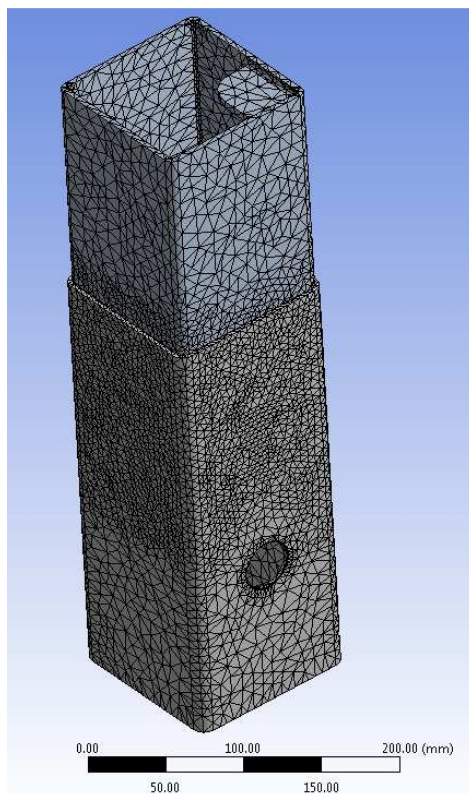
Generování sítě konečných prvků jsem podmínil maximální velikostí prvku na 5 mm a také typem elementu „Tetrahedrons“ – parabolický čtyřstěn. Výpočet jsem provedl s nastavení konvergence výsledného redukovaného napětí a celkové deformace na hodnotu max. 10% odchylky mezi zpřesňujícími se iteracemi výpočtu. Výsledné namáhání rámu je patrné z OBR.5.3. Celkový průběh napětí je v drtivé většině objemu pod hodnotou 150 MPa, což lze vzhledem k tomu, že výpočet je proveden pro špičkové (jednorázové) zatížení při rázu, považovat za přípustné. Maximální spočtená hodnota redukovaného napětí je výrazně sice výrazně vyšší, to je ale způsobeno singularitou ve výpočtu - koncentrace napětí na „ostrých“ hranách výpočtového modelu.



OBR. 5.3 – DEFORMACE A NAPĚTÍ DLE HMH

## 5.2 MKP analýza pláště sloupu a výsuvného pístu

Již v samotném zadání práce je požadováno, aby celé zařízení bylo navrženo i s ohledem na možné zatížení mimo osu sloupu. Zadavatelem byl stanoven maximální limit ohybového namáhání 500 N·m, což odpovídá namáhání např. při nasednutí pacienta na některý okraj ložné plochy. Prakticky celý tento ohybový moment bude zachycován v uchycení sloupu k podvozku křesla (tato část konstrukce nebyla součástí mého návrhu) a dále také ve styčných plochách pláště sloupu a výsuvného pístu. Abych ověřil, zda navržené tloušťky stěn pláště i pístu vyhoví z hlediska pevnosti, je nezbytné analyzovat tyto dvě součásti společně – formou kontaktní úlohy. Výpočtový model je tede sestavou dvou částí – pláště sloupu a výsuvného pístu, viz OBR. 5.4.

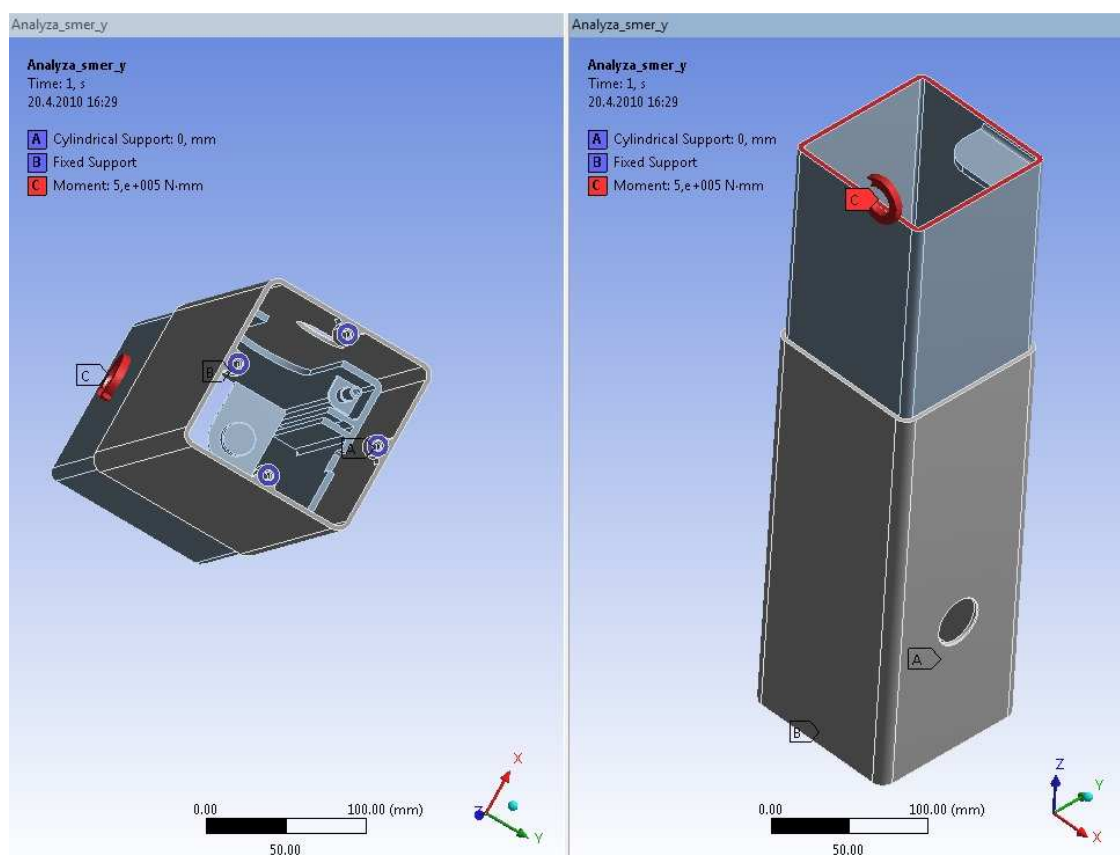


OBR. 5.4 – MODEL SLOUPU S PÍSTEM Z KONEČNÝCH PRVKŮ

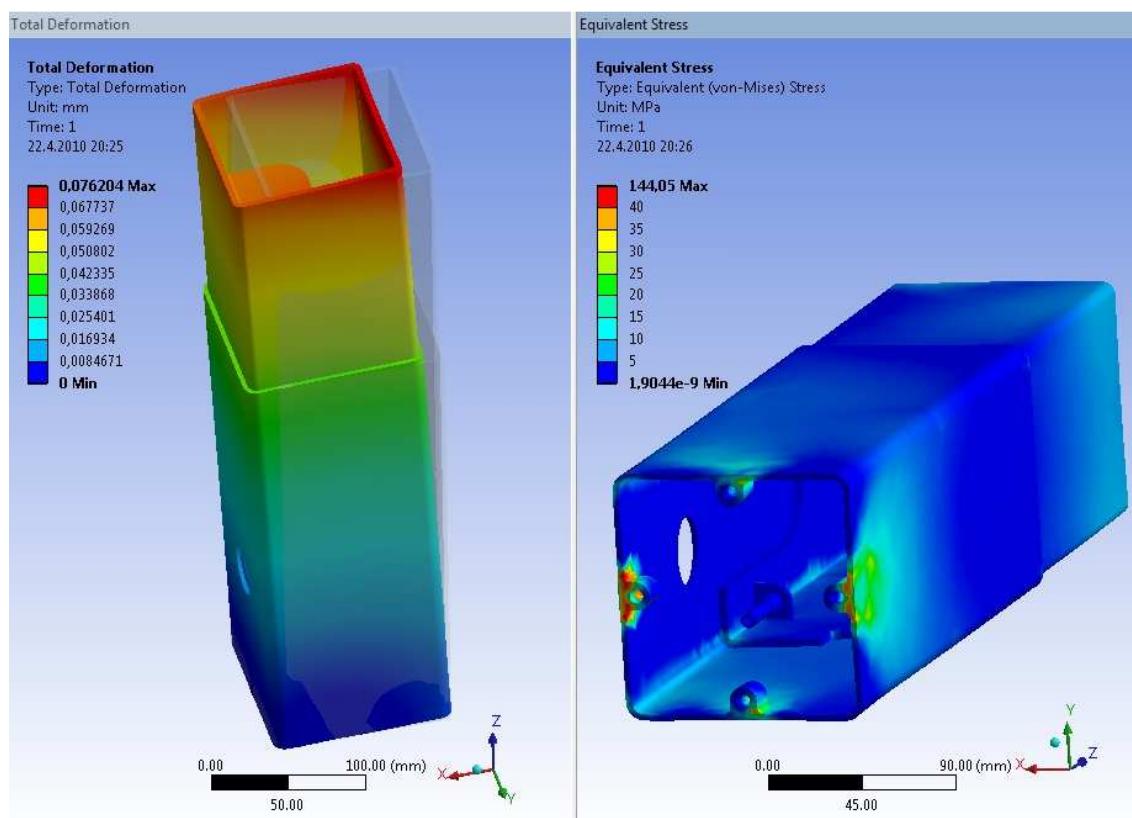
Jako podpory analyzované sestavy jsem zvolil čtyři plochy tvaru mezikruží, které jsou stahovány zápusťnými šrouby a zároveň vnitřní závitové plochy. Vazbám jsem odebral všechny stupně volnosti. Zatížení ohybovým momentem je situováno na horním příčném průřezu pístu viz OBR. 5.5. Protože těleso pístu není symetrické ani v jedné rovině stanovil jsem nejprve rychlým, méně přesným výpočtem s nahrazení sestavy jedním tělesem (nastavením kontaktní úlohy typu „Bonded“) redukované napětí v pístu při osmi základních směrech ohybového momentu (kolmo na jednotlivé stěny pístu a dále ve směrech úhlopříček příčného průřezu). Nejvyšší napětí v pístu bylo spočteno při zatížení momentem orientovaným dle OBR. 5.5.

Detailnějším výpočtem jsem stanovil průběh napětí a celkové deformace uvedený na OBR. 5.6. Tento výpočet je proveden jako kontaktní úloha „No Separation“. Ideálním typem úlohy řešící tento problém by byl kontakt typu „Friction“ (zahrnující vliv tření na styčných plochách obou součástí), bohužel se mi však nepodařilo odladit tuto úlohu tak, aby vykazovala reálné výsledky. Proto jsem vyhodnotil alespoň orientačně výsledky jednodušší úlohy. Maximální napětí dosahované v oblasti návarků pro uchycení k rámu dosahuje přibližně 144 MPa. Opět zde dochází k výrazné koncentraci napětí na ostrých hranách přechodů. Celkový průběh napětí ve stěnách sloupu je prakticky všude pod hranicí 30 MPa což je nepochybně vyhovující stav. Deformace dosahované v horní části pístu jsou také minimální (přibližně 0,07 mm) a lze je opět považovat za přípustné.





OBR. 5.5 – OKRAJOVÉ PODMÍNKY MODELU SLOUPU S PÍSTEM



OBR. 5.6 – DEFORMACE A NAPĚTÍ DLE HMH

## 6. Závěr

V rámci diplomové práce jsem provedl návrh dvou alternativních konstrukčních řešení realizujících zdvihací zařízení s parametry a funkcemi požadovanými v zadání práce. Zhodnocením kladných a negativních aspektů u obou variantních řešení, jsem dospěl ke zvolení druhé varianty využívající převody čelními koly v součinnosti s odstředivou brzdou. Pro tuto konstrukční variantu jsem provedl detailní návrhy všech funkčních a nosných prvků systému s ohledem na splnění všech požadavků zadavatele. K pevnostní kontrole hřídele a pevné osy, které jsou nosnými prvky převodového systému a rotoru brzdy, jsem využil analýzu v programu „Hridel“ [14]. Návrh geometrie a pevnostní výpočet ozubení jsem provedl s využitím programů „Geometrie“ [15] a „CSNw“ [16]. Výsledky řešení jsou uvedeny v příloze A. K ověření pevnosti a tuhosti navrženého rámu zařízení a samotného pláště sloupu jsem provedl orientační výpočet metodou konečných prvků v programu „ANSYS Workbench 11“.

Navržené zařízení splňuje všechny požadavky zadání. Konstrukce všech částí je navržena s ohledem na co nejnížší hmotnost, jednoduchou montáž a zajištění bezpečného provozu při všech uvažovaných provozních stavech. Veškeré mechanické části systému jsou umístěny skrytě uvnitř sloupu, tak aby byla splněna požadavek na ucelený vnější vzhled. Mimo vnitřní prostor se nachází pouze koncová část hřídele s unašečem západek, která slouží k připojení ovládací páky. Montážní otvory jsou zde zaslepeny pomocí dvou plastových zátek. Celý systém je uzpůsoben k minimálně údržbovému provozu – parametry ozubení umožňují použití mazání stálou tukovou náplní a k uložení pohyblivých částí jako hřídel či ozubená kola, jsou použita výhradně bezúdržbová samomazná ložiska s funkční vrstvou z teflonu.

K navrhovanému zařízení jsem dále vypracoval sestavný výkres ze kterého jsou patrné funkce zařízení a jeho základní rozměry. Po dohodě s vedoucím práce jsem dále vypracoval detailní výrobní výkres vstupního hřídele viz přílohy C. Poslední zvláštní příloha na CD nosiči obsahuje text práce, elektronický .pdf výtisk sestavného výkresu a výkresu hřídele a dále soubor výstupních dat z MKP výpočtu hřídele a pevné osy zpracovaný ve formátu .xls.



## 7. Seznam použitých pramenů

- [1] Fojtek, A.: *Tabulky vybraných fyzikálních a technických veličin*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 1992.
- [2] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2008.
- [3] Kaláb, K.: *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj. Vysokoškolská příručka*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2003.
- [4] Leinveber, J.: *Strojnické tabulky*. Praha, Scientia, 2000.
- [5] Mlynář, V.: *Části strojů*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 1978.
- [6] Mlynář, V.: *Části strojů. Příklady*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 1979.
- [7] Moravec, V.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2005.
- [8] Řasa, J.: *Strojnické tabulky 1*. Praha, Scientia, 2004.
- [9] Vávra, P.: *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha, SNTL, 1983.
- [10] Zelený, J.: *Stavba strojů - strojní součásti*. Praha, Computer Press, 2000.
- [11] Katalog kluzných ložisek GGB typ DU. Elektronický dokument .pdf,  
< [http://www.ggbearings.com/\\_pdf/literature/1347.pdf](http://www.ggbearings.com/_pdf/literature/1347.pdf)>
- [12] Přehled výrobků – samomazná a bezúdržbová ložiska GGB. Elektronický dokument .pdf, < [http://www.ggbearings.com/\\_pdf/literature/1336.pdf](http://www.ggbearings.com/_pdf/literature/1336.pdf)>
- [13] Internetové stránky výrobce plastových polotovarů.  
<<http://www.techplasty.sk/plasty/index.html?http://techplasty.cz/plasty/materialy/polyamidy.html>>

### Použitý software

- [14] Němček, M.: *Hridel.exe. Program pro výpočet hřídele metodou konečných prvků*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2004.
- [15] Němček, M.: *Geometrie.exe. Program pro výpočet geometrických parametrů ozubení*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2004.
- [16] Němček, M.: *CSNw.exe. Program pro výpočet pevnostních parametrů ozubení*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2004.

[17] ANSYS, Inc.: *Ansys Workbench 11. Program pro analýzu metodou konečných prvků*. SAS IP, Inc., 2007.

[18] Parametric Technology Corporation.: *ProEngineer Wildfire 4. Program pro počítačovou podporu konstruování*. Needham, Parametric Technology Corporation, 2008.

## 8. Seznam příloh

### Příloha A

- Vstupní a výstupní data z programů „*Geometrie*“ a „*CSNw*“ pro kontrolní výpočty ozubených kol

### Příloha B

- Výkres sestavení č.: SPR025-S01

### Příloha C

- Výrobní výkres vstupního hřídele č.: SPR025-D01

## Příloha A

- Vstupní a výstupní data z programů „Geometrie“ a „CSNw“ pro kontrolní výpočty ozubených kol

Geometrie soukolí 1-HR:

		Rozměr		PASTOREK	KOLO
Typ ozubení				Vnější	Vnější
Převodový poměr	$u$	[-]		294.118	
Počet zubů	$z$	[-]	17		5000
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	17.000		5000.000
Normální modul	$m_n$	[mm]		3.000	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		3.000	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		0	
Úhel profilu čelní	$\alpha_t$	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$	[mm]		7525.50000	
Osová vzdálenost roztečná	$a$	[mm]		7525.50000	
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.48661		-0.48661
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	1.45982		-1.45982
Součet jednotkových korekcí	$x_\Sigma$	[-]		0	
Jednotkové přisunutí kol	$\Delta y$	[-]		0	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	46.41965		14989.58035
základní kružnice	$d_b$	[mm]	47.92432		14095.38931
kr.začátku evolventy	$d_L$	[mm]	48.66136		14991.10058
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	51.00000		15000.00000
roztečné kružnice	$d$	[mm]	51.00000		15000.00000
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	59.90000		15003.00000
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		7.42704
základní kružnici	$s_b$	[mm]	6.14106		213.51271
začátku evolventy	$s_L$	[mm]	6.14860		6.87750
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	5.77505		3.64972
roztečné kružnici	$s$	[mm]	5.77505		3.64972
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	1.30040		2.55750
Šířka mezery na valivé kružnici	$e_w$	[mm]	3.64972		5.77505
Výška paty	$h_f$	[mm]	2.29018		5.20982
hlavy	$h_a$	[mm]	4.45000		1.50000
zubu	$h$	[mm]	6.74018		6.70982
Přídavná změna výšky hlavy zubu		[mm]	-0.00982		-0.04018
Společná šířka kol	$b$	[mm]		10.000	
Délka evolventy	$ev$	[mm]	6.36463		6.33031
Měrný skluz na patě		[-]	-1.01341		-1.06754
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.61633		0.50333
Poměr $b/d$	$\psi_d$	[-]	0.196		0.001
Poměr $b/m_n$	$\psi_m$	[-]		3.333	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.53878	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		1.53878	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		10.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{smin}$	[mm]		10.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{smax}$	[mm]		20.00000	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		9.42478	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		8.85639	
Kontrolní rozměr přes zuby	$M$	[mm]	23.85385		5128.81155
Počet měřených zubů	$z'$	[-]	3		556
Minimální šířka kola pro měření	$b'$	[mm]	---		---
Měřená roztečná tloušťka zubu	$s'$	[mm]	5.76272		3.64972
Měřeno ve výšce (od hlavy)	$v$	[mm]	4.61331		1.50022
Poměrná výška hlavy profilu	$h'_a$	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c'$	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný radius paty profilu	$\rho'_f$	[-]	0.36000		0.36000
Úhel profilu	$\alpha_n$	[°]		20.00000	

## Geometrie soukolí 2-3:

		<b>ROZMĚR</b>	<b>PASTOREK</b>	<b>KOLO</b>
Typ ozubení			Vnější	Vnější
Převodový poměr	$u$	[-]		2.642
Počet zubů	$z$	[-]	19	54
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	19.000	54.000
Normální modul	$m_n$	[mm]		1.750
Čelní modul	$m_t$	[mm]		1.750
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		0
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		0
Úhel profilu čelní	$\alpha_t$	[°]		20.00000
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$	[°]		20.00000
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$	[mm]		63.67500
Osová vzdálenost roztečná	$a$	[mm]		63.67500
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.32268	-0.32268
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.56469	-0.56469
Součet jednotkových korekcí	$x_s$	[-]		0
Jednotkové přisunutí kol	$\Delta y$	[-]		0
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	30.00437	88.99563
základní kružnice	$d_b$	[mm]	31.24478	88.80095
kr.začátku evolventy	$d_L$	[mm]	31.55885	90.76628
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	33.25000	94.50000
roztečné kružnice	$d$	[mm]	33.25000	94.50000
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	37.80000	96.80000
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---	3.51948
základní kružnici	$s_b$	[mm]	3.43507	3.52037
začátku evolventy	$s_L$	[mm]	3.43975	3.31929
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	3.15995	2.33783
roztečné kružnici	$s$	[mm]	3.15995	2.33783
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	1.01430	1.46438
Šířka mezery na valivé kružnici	$e_w$	[mm]	2.33783	3.15995
Výška paty	$h_f$	[mm]	1.62281	2.75219
hlavy	$h_a$	[mm]	2.27500	1.15000
zubu	$h$	[mm]	3.89781	3.90219
Přídavná změna výšky hlavy zubu		[mm]	-0.03869	-0.03531
Společná šířka kol	$b$	[mm]		10.000
Délka evolventy	$ev$	[mm]	3.46361	3.18612
Měrný skluz na patě		[-]	-1.62626	-1.69706
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.62923	0.61923
Poměr $b/d$	$\psi_d$	[-]	0.301	0.106
Poměr $b/m_n$	$\psi_m$	[-]		5.714
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.55939
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		1.55939
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		10.00000
Celková délka dotyku minim.	$L_{smin}$	[mm]		10.00000
Celková délka dotyku maxim.	$L_{smax}$	[mm]		20.00000
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		5.49779
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		5.16623
Kontrolní rozměr přes zuby	$M$	[mm]	13.76753	29.35152
Počet měřených zubů	$z'$	[-]	3	6
Minimální šířka kola pro měření	$b'$	[mm]	---	---
Měřená roztečná tloušťka zubu	$s'$	[mm]	3.15520	2.33760
Měřeno ve výšce (od hlavy)	$v$	[mm]	2.35002	1.16446
Poměrná výška hlavy profilu	$h'_a$	[-]	1.00000	1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c'$	[-]	0.25000	0.25000
Poměrný rádius paty profilu	$\rho'_f$	[-]	0.38000	0.38000
Úhel profilu	$\alpha_n$	[°]		20.00000

## Geometrie soukolí 4-5:

		<b>ROZMĚR</b>	<b>PASTOREK</b>	<b>KOLO</b>
Typ ozubení			Vnější	Vnější
Převodový poměr	$u$	[-]	3.294	
Počet zubů	$z$	[-]	17	56
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	17.000	56.000
Normální modul	$m_n$	[mm]	1.750	
Čelní modul	$m_t$	[mm]	1.750	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]	0	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]	0	
Úhel profilu čelní	$\alpha_t$	[°]	20.00000	
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$	[°]	20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$	[mm]	63.87500	
Osová vzdálenost roztečná	$a$	[mm]	63.87500	
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.37063	-0.37063
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.64861	-0.64861
Součet jednotkových korekcí	$x_\Sigma$	[-]	0	
Jednotkové přisunutí kol	$\Delta y$	[-]	0	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	26.67221	92.32779
základní kružnice	$d_b$	[mm]	27.95566	92.08968
kr.začátku evolventy	$d_L$	[mm]	28.20425	94.13018
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	29.75000	98.00000
roztečné kružnice	$d$	[mm]	29.75000	98.00000
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	34.50000	100.20000
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---	3.50964
základní kružnici	$s_b$	[mm]	3.44345	3.51198
začátku evolventy	$s_L$	[mm]	3.45167	3.30000
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	3.22104	2.27675
roztečné kružnici	$s$	[mm]	3.22104	2.27675
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	0.90068	1.44463
Šířka mezery na valivé kružnici	$e_w$	[mm]	2.27675	3.22104
Výška paty	$h_f$	[mm]	1.53869	2.83611
hlavy	$h_a$	[mm]	2.37500	1.10000
zubu	$h$	[mm]	3.91369	3.93611
Přídavná změna výšky hlavy zubu		[mm]	-0.02361	-0.00139
Společná šířka kol	$b$	[mm]	10.000	
Délka evolventy	$ev$	[mm]	3.53030	3.20217
Měrný skluz na patě		[-]	-1.85253	-1.83677
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.64749	0.64943
Poměr $b/d$	$\psi_d$	[-]	0.336	0.102
Poměr $b/m_n$	$\psi_m$	[-]	5.714	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]	1.54989	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]	0	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]	1.54989	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]	10.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]	10.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]	20.00000	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]	5.49779	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]	5.16623	
Kontrolní rozměr přes zuby	$M$	[mm]	13.77591	29.34313
Počet měřených zubů	$z'$	[-]	3	6
Minimální šířka kola pro měření	$b'$	[mm]	---	---
Měřená roztečná tloušťka zubu	$s'$	[mm]	3.21475	2.27654
Měřeno ve výšce (od hlavy)	$v$	[mm]	2.46210	1.11322
Poměrná výška hlavy profilu	$h_a^*$	[-]	1.00000	1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c^*$	[-]	0.25000	0.25000
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_f^*$	[-]	0.38000	0.38000
Úhel profilu	$\alpha_n$	[°]	20.00000	

## Pevnostní výpočet soukolí 1-HR:

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 21.10.44 Datum - 27.4.2010  
 Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentu) - staticky

## Geometrie

z1= 17.0 z2= 5000.0  
 x1= 0.4870 x2= -0.4870  
 da1= 59.900[mm] da2= 15003.000[mm]  
 mn= 3.000[mm] aw= 7525.500[mm]  
 Alfa= 20.000[°] Beta= 0.000[°]  
 Epsalfa= 1.539 Epsbeta= 0.000

## Parametry základního profilu

ha1\*= 1.0000 ha2\*= 1.0000  
 ca1\*= 0.2500 ca2\*= 0.2500  
 Rof1\*= 0.3800 Rof2\*= 0.3800

## Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 700.0[MPa] Sigma0Flimb2= 700.0[MPa]  
 Sigma0Hlim1 = 1270.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1270.0[MPa]  
 14 220 14 220  
 cementovaná kalená cementovaná kalená

## Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet

F1= 2500.0[N]  
 YA1= 1.000 YA2= 1.000  
 KA= 1.000 KAS= 3.500

## Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 10.0 b2= 10.0 db= 0.0

## Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí ČSN 01 4686

## KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 254.8 SigmaF2 = 291.8  
 SigmaFP1 = 700.0 SigmaFP2 = 700.0  
 SF1 = 2.747 SF2 = 2.399

SigmaFmax1 = 891.8 SigmaFmax2 = 1021.3  
 SigmaFPmax1 = 1400.0 SigmaFPmax2 = 1400.0

## Ostatní součinitele

KF = 1.210 KFv = 1.000  
 KFa1 = 1.200 KFbeta = 1.009  
 Ypsilon = 0.720 Ybeta = 1.000  
 YFS1 = 3.509 YFS2 = 4.018  
 YFa1 = 2.215 YFa2 = 2.049  
 YSa1 = 1.584 YSa2 = 1.961

## KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 1056.6 SigmaH2 = 1056.6  
 SigmaHP1 = 1270.0 SigmaHP2 = 1270.0  
 SH1 = 1.202 SH2 = 1.202

SigmaHmax1 = 1976.7 SigmaHmax2 = 1976.7  
 SigmaHPmax1 = 2600.0 SigmaHPmax2 = 2600.0

## Ostatní součinitele

KH = 1.210 KHv = 1.000  
 KHalpha = 1.200 KHbeta = 1.009  
 KA = 1.000 KAS = 3.500  
 Zepsilon = 0.906 ZH = 2.495  
 ZE = 191.646 Zbeta = 1.000

## Pevnostní výpočet soukolí 2-3:

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 21.15.23 Datum - 27.4.2010  
 Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

## Geometrie

z1= 54.0 z2= 19.0  
 x1= -0.3230 x2= 0.3230  
 da1= 96.800[mm] da2= 37.800[mm]  
 mn= 1.750[mm] aw= 63.875[mm]  
 Alfa= 20.000[°] Beta= 0.000[°]  
 Epsalfa= 1.559 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu  
 ha1\*= 1.0000 ha2\*= 1.0000  
 ca1\*= 0.2500 ca2\*= 0.2500  
 Ro1\*= 0.3800 Ro2\*= 0.3800

## Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 700.0[MPa] Sigma0Flimb2= 700.0[MPa]  
 Sigma0Hlim1 = 1270.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1270.0[MPa]  
 14 220 14 220  
 cementovaná kalená cementovaná kalená

## Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet  
 F1= 1349.0[N]  
 YA1= 1.000 YA2= 1.000  
 KA= 1.000 KAS= 3.500

## Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 12.0 b2= 12.0 db= 0.0

## Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí ČSN 01 4686

## KONTROLA NA OHYB

## Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 212.9 SigmaF2 = 203.9  
 SigmaFP1 = 700.0 SigmaFP2 = 700.0  
 SF1 = 3.288 SF2 = 3.433  
 SigmaFmax1 = 745.0 SigmaFmax2 = 713.6  
 SigmaFPmax1 = 1400.0 SigmaFPmax2 = 1400.0

## Ostatní součinitele

KF= 1.206 KFv= 1.000  
 KAlpha= 1.200 KFBeta= 1.005  
 Ypsilon= 0.713 Ybeta= 1.000  
 YFS1 = 3.854 YFS2 = 3.692  
 YFa1 = 2.501 YFa2 = 2.335  
 YSa1 = 1.541 YSa2 = 1.581

## KONTROLA NA DOTYK

## Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 1012.3 SigmaH2 = 1012.3  
 SigmaHP1 = 1270.0 SigmaHP2 = 1270.0  
 SH1 = 1.255 SH2 = 1.255  
 SigmaHmax1 = 1893.9 SigmaHmax2 = 1893.9  
 SigmaHPmax1 = 2600.0 SigmaHPmax2 = 2600.0

## Ostatní součinitele

KH= 1.206 KHv= 1.000  
 KAlpha= 1.200 KHBeta= 1.005  
 KA= 1.000 KAS= 3.500  
 Zepsilon= 0.902 ZH= 2.495  
 ZE= 191.646 Zbeta= 1.000



## Pevnostní výpočet soukolí 4-5:

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 21:18:18 Datum - 27.4.2010  
 Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

## Geometrie

z1= 56.0 z2= 17.0  
 x1= -0.3710 x2= 0.3710  
 da1= 100.200[mm] da2= 34.500[mm]  
 mn= 1.750[mm] aw= 63.875[mm]  
 Alfa= 20.000[°] Beta= 0.000[°]  
 Epsalfa= 1.550 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu  
 ha1\*= 1.0000 ha2\*= 1.0000  
 ca1\*= 0.2500 ca2\*= 0.2500  
 Ro1\*= 0.3800 Ro2\*= 0.3800

## Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 700.0[MPa] Sigma0Flimb2= 700.0[MPa]  
 Sigma0Hlim1 = 1270.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1270.0[MPa]  
 14 220 14 220  
 cementovaná kalená cementovaná kalená

## Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet  
 F1= 458.0[N]  
 YA1= 1.000 YA2= 1.000  
 KA= 1.000 KAS= 3.500

## Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 8.0 b2= 8.0 db= 0.0

## Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí ČSN 01 4586

## KONTROLA NA OHYB

## Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 110.0 SigmaF2 = 103.6  
 SigmaFP1= 700.0 SigmaFP2= 700.0  
 SF1= 6.364 SF2= 6.755  
 SigmaFmax1 = 365.0 SigmaFmax2 = 362.7  
 SigmaFPmax1= 1400.0 SigmaFPmax2= 1400.0

## Ostatní součinitele

KF= 1.206 KFv= 1.000  
 KFa1= 1.200 KFa2= 1.005  
 Ypsilon= 0.716 Ybeta= 1.000  
 YFS1= 3.893 YFS2= 3.668  
 YFa1= 2.548 YFa2= 2.332  
 YSa1= 1.528 YSa2= 1.573

## KONTROLA NA DOTYK

## Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 751.4 SigmaH2 = 751.4  
 SigmaHP1= 1270.0 SigmaHP2= 1270.0  
 SH1= 1.690 SH2= 1.690  
 SigmaHmax1 = 1405.8 SigmaHmax2 = 1405.8  
 SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

## Ostatní součinitele

KH= 1.206 KHv= 1.000  
 KHalpha= 1.200 KHbeta= 1.005  
 KA= 1.000 KAS= 3.500  
 Zepsilon= 0.904 ZH= 2.495  
 ZE= 191.646 Zbeta= 1.000